

97

CONSULTA
FD-3650

São Paulo
2004

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia

**FLAMBAGEM PROGRESSIVA E GLOBAL DE
CASCAS SUJEITAS A IMPACTO AXIAL**

SÉRGIO SEIJI TERAMOTO

TTTT

Impresso em: 23/03/2004

Obs: Se o candidato for reprovado por algum dos membros, o preenchimento do parecer é obrigatório. Nos termos do artigo 110, do RG-USP, encaminhe-se o presente relatório à CPG, para homologação.

Orientador(a)

Marcello Alves

Marco Lucio Bittencourt

Pedro Afonso de Oliveira Almeida

Eu, Elisabete Aparecida F da Silva Ramos e Lucio Bittencourt, Técnico Acadêmico, lavrei a presente ata, que assino juntamente com os(as) Senhores(as), São Paulo, aos 24 dias do mês de março de 2004.

Exame, apresentação e defesa, aprovados.

Parecer da Comissão Julgadora			
Resultado Final: X Aprovado			
Marco Lucio Bittencourt	Titular	Docente Externo	Aprovado
Pedro Afonso de Oliveira Almeida	Titular	EP	Aprovado
Marcello Alves	Presidente	EP	Aprovado
Nome dos Participantes da Banca	Vínculo do Docente	Sigla da Unidade	Resultado

Após declarada aberta a sessão, o(a) Sr(a) Presidente passa a palavra aos examinadores para as devidas arguições que se desenvolvem nos termos regimentais. Em seguida, a Comissão Julgadora proclama o resultado:

"Flambagem progressiva e global de cascas sujeitas a impacto axial"

Opção: Sistemas Mecânicos, intitulada:
Teramoto, apresentada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia - Área: Engenharia Mecânica - Aos 24 dias do mês de março de 2004, realizou-se a Defesa da Dissertação do(a) Senhor(a) Sergio Seiji

Relatório de defesa pública de Dissertação do(a) Senhor(a) Sergio Seiji Teramoto no Programa: Engenharia Mecânica, do(a) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Relatório de Defesa



UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

54518
Dr. JPMR

SÉRGIO SEIJI TERAMOTO

**FLAMBAGEM PROGRESSIVA E GLOBAL DE
CASCAS SUJEITAS A IMPACTO AXIAL**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia
Orientador:
Prof. Dr. Marclio Alves

São Paulo
2004

Teramoto, Sérgio Seiji
 Flambagem progressiva e global de cascas sujeitas a
 impacto axial / S.S. Teramoto. -- São Paulo, 2004.
 p.
 Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade
 de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de
 Sistemas Mecânicos.
 1. Mecânica dos sólidos (Impacto) 2. Método dos elementos
 Finitos (Impacto) 3. Ensaios de propriedades mecânicas
 4. Flambagem 5. Mecânica das estruturas I. Universidade de São
 Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
 Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II. t.

FICHA CATALOGRÁFICA

FD-3650

Universidade de São Paulo
 Biblioteca da Escola Politécnica

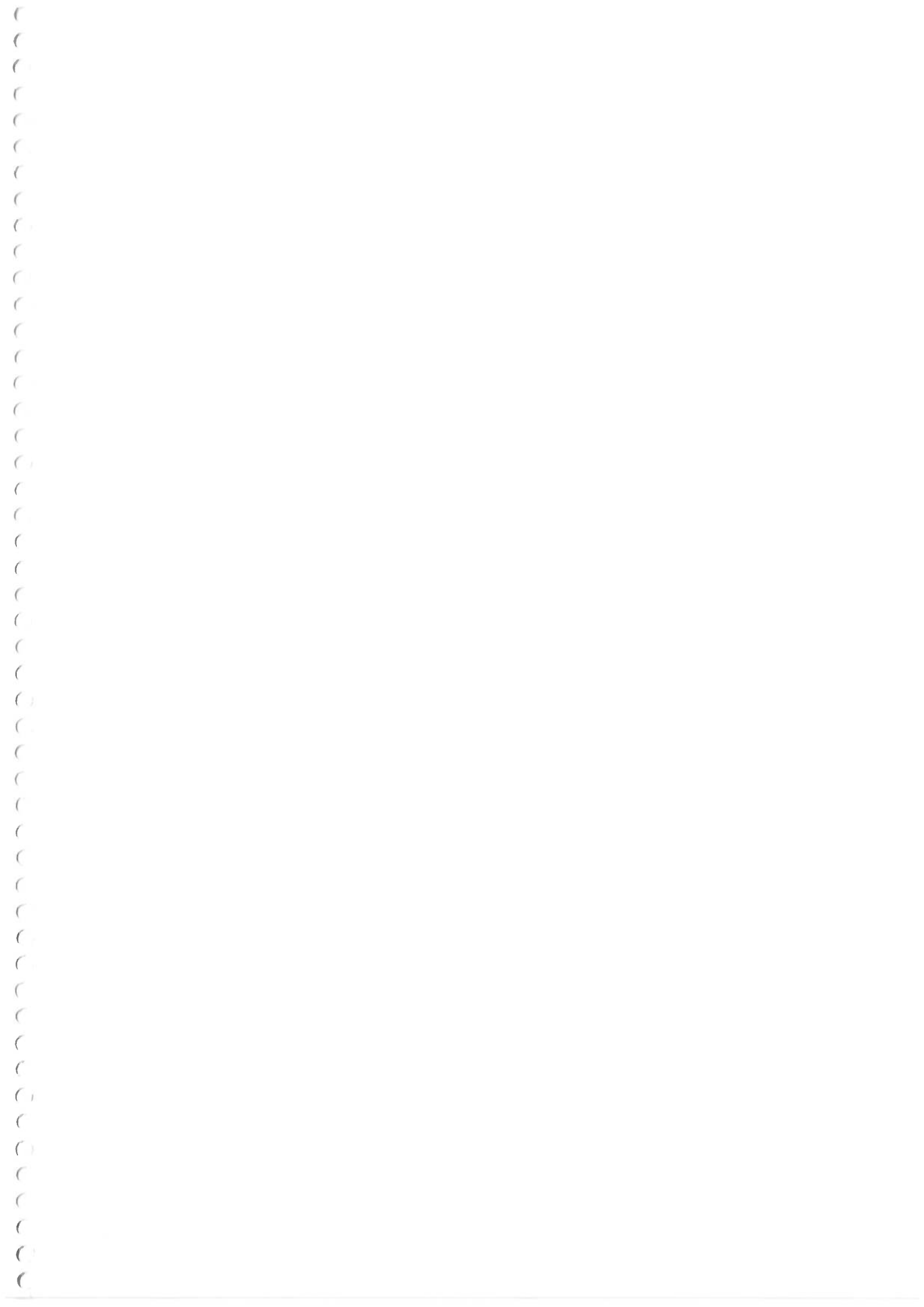
FC



DEDALUS - Acervo - EP

96/05/04
 SYSNO: T376797

Sábio é aquele que conhece
os limites da própria ignorância.
(Sócrates)



À toda minha família, que possibilitou a dedicação necessária para a realização

desse trabalho.

Ao amigo Prof. Dr. Marcilio Alves pelo constante apoio e orientação durante toda as fases desse trabalho, colaborando com seu conhecimento e através da infra-estrutura disponibilizada em seu laboratório.

À ajuda financeira da FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, através da concessão de bolsa de mestrado, processo 01/11300-8.

À todos os funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da USP, em especial aos professores e colegas do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas, que propiciaram condições para a concretização dessa dissertação. Ao Prof. Dr. Vanderley Moacyr John, por disponibilizar a máquina de tração, e ao auxílio do técnico Mario Souza Takeashi nos ensaios com os corpos de prova.

AGRADECIMENTOS



RESUMO

A pesquisa realizada aborda aspectos experimentais, numéricos e teóricos do fenômeno de impacto axial em perfis de seção aberta e em tubos de seção transversal quadrada. A transição entre os modos de flambagem global e progressiva é explorada através de ensaios estáticos em uma prensa e ensaios dinâmicos em um martelo de queda livre. Diferentes valores de massa e velocidade de impacto são aplicados a espécimes de alumínio apresentando condigão de contorno simplesmente apoiada ou engastada.

A caracterização desses materiais é realizada através de ensaios de tração e de flexão em 3 pontos, e os parâmetros elástico, plástico e de encruamento obtidos são aplicados a um modelo de elementos finitos no programa ABAQUS. O impacto é simulado de forma explícita utilizando imperfeições geométricas no material, apresentando boa correlação em comparação com os experimentos. Resultados numéricos de força e energia são avaliados para se estudar o comportamento dos tubos quadrados e dos perfis abertos.

Equações analíticas capazes de prever o tamanho das dobras e da força média são discutidas e aplicadas aos espécimes, e confrontadas com os resultados experimentais e numéricos. Os resultados mostram que alguns parâmetros são importantes e auxiliam na determinação da eficiência e comportamento dessas estruturas quando sujeitas a impacto.



ABSTRACT

An experimental, numerical and theoretical investigation about axial impact of open cross-section shells and square transversal section tubes is performed. The transition between global and progressive buckling mode is explored by means of quasi-static tests in a press and dynamic tests in a drop hammer rig. Different striking mass and impact velocities are applied to aluminium alloy specimens in simply supported or clamped situations.

Material characterization is conducted through tensile and three point bending tests. Elastic and hardening material properties are so employed in finite element models on ABAQUS program. Using explicit solver, the impact event is simulated considering material geometric imperfections, showing good agreement with experiments. Force and energy values obtained numerically are discussed aiming the understanding of square tubes and open shells behaviour.

Superelements theory is applied to the specimens and confronted with numerical and experimental results. The conclusion evidences that some parameters are important and useful, allowing to better distinguish among the most crashworthy profiles.



Sumário

1	1.1	Aspectos gerais	1
4	1.2	Impacto em tubos	4
8	1.3	Objetivos	8
11	2	CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL	11
11	2.1	Aspectos gerais	11
12	2.2	Ensaio de tração	12
14	2.3	Ensaio de flexão	14
14	2.4	Resultados	14
21	3	EXPERIMENTOS EM PERFIS ABERTOS	21
21	3.1	Equipamentos	21
24	3.2	Resultados	24
33	4	ANÁLISE NUMÉRICA DE PERFIS ABERTOS	33
33	4.1	Modelagem numérica	33
36	4.2	Resultados	36
38	4.3	Modelo constitutivo trilinear	38
41	5	EXPERIMENTOS EM TUBOS QUADRADOS	41
41	5.1	Ensaos estáticos	41
42	5.2	Ensaos dinâmicos	42
49	6	ANÁLISE NUMÉRICA DE TUBOS QUADRADOS	49
49	6.1	Procedimento numérico	49
50	6.2	Resultados	50
55	7	IMPACTO AXIAL EM CASCAS – TEORIA	55
55	7.1	Características do super-elemento	55
56	7.2	Continuidade cinemática	56
57	7.3	Descrição do mecanismo de formação de dobras	57
58	7.4	Campos de taxa de deformação e de velocidade	58
60	7.5	Dissipação de energia	60
63	7.6	Força média	63

8	DISCUSSÃO	65
8.1	Classificação	65
8.2	Efeitos de inércia	68
8.3	Comprimento das rótulas	72
8.3.1	Perfis abertos	72
8.3.2	Tubo quadrado	73
8.3.3	Resultados	73
8.4	Força média	74
8.4.1	Perfis abertos	74
8.4.2	Tubo quadrado	75
8.4.3	Resultados	75
8.5	Efeitos do ângulo de incidência da carga	76
8.6	Energia absorvida e eficiência estrutural	77
9	CONCLUSÕES	81
	Anexo A – Experimentos	85
	Caracterização do material - Ensaio de tração	85
	Medidas de tensão conjugadas	87
	Caracterização do material - Ensaio de compressão	87
	Medição experimental da força de pico	88
	Anexo B – Análise numérica	90
	Cinemática de deformação	90
	Definição do corpo rígido	92
	Imperfeição geométrica	93
	Elemento de casca de propósito geral	93
	Integração reduzida	94
	Alteração da espessura	94
	Não-linearidade	94
	Análise dinâmica explícita	95
	Modelo matemático de plasticidade para metais	96
	Hardware	96
	Precisão numérica	97
	Arquivos .inp	97
	Obtenção das imperfeições geométricas	98
	Anexo C – Teoria	101
	Continuidade cinemática	101
	Cálculos das integrais	101
	Geometria do elemento de colapso	102
	Anexo D – Trabalhos Publicados	103
	Implast 2003	103
	COBEM 2003	103
	Bibliografia	105

Lista de Figuras

3	1.1	Efeitos da taxa de deformação durante ensaio uniaxial de tração.
4	1.2	Classificação dos modos de colapso de tubos de seção transversal circular.
5	1.3	Fenômenos de (a) flambagem progressiva e (b) flambagem dinâmica plástica em tubos circulares simulados numericamente.
6	1.4	Influência da massa de impacto G no modo de flambagem de um tubo de alumínio engastado na base e simplesmente apoiado no topo.
8	1.5	Fenômeno de transição em tubos circulares.
8	1.6	Chassi de caminhão.
12	2.1	Dimensões dos corpos de prova utilizados nos ensaios de tração nos materiais <i>Mat1</i> e <i>Mat2</i> .
12	2.2	Fixação do corpo de prova e instrumentação para medição de deformação.
14	2.3	(a) Ensaio de flexão e (b) modelagem numérica.
15	2.4	Curvas experimentais de $F \times \delta$ obtida com o ensaio de tração para o <i>Mat1</i> , espécimes 1 e 2.
15	2.5	Curva experimental de $\sigma \times \epsilon$ obtida com o ensaio de tração para o <i>Mat1</i> , espécime 1.
15	2.6	Módulo de elasticidade obtidos por meio de interpolação linear dos dados experimentais do ensaio de tração.
16	2.7	Modelo numérico de $1/4$ de corpo de prova sujeito à tração.
16	2.8	Curvas experimentais e numéricas de $\sigma \times \epsilon$ obtidas com o ensaio de tração para o <i>Mat1</i> , espécimes 1 e 2.
17	2.9	Curvas experimentais (espécimes 3 e 4) e numérica obtidas com o ensaio de flexão em 3 pontos utilizando modelo bilinear.
18	2.10	Curvas experimental e numérica obtidas com o ensaio de flexão em 3 pontos após ajustes realizados no módulo elástico e na tensão de escoamento.
18	2.11	Curvas experimental e numérica obtidas com o ensaio de flexão em 3 pontos utilizando modelo trilinear.
19	2.12	Curvas experimentais e numérica de $\sigma \times \epsilon$ obtidas com o ensaio de tração para o <i>Mat2</i> , espécime 5.
20	3.1	Detalhes (a) do perfil aberto e (b) do dispositivo de engastamento.
22	3.2	(a) Vista geral do martelo e (b) detalhe do dispositivo de elevação e liberação de massa.
23		

3.3	Resultado do carregamento aplicados aos perfis abertos da tabela	29
3.4	Repetibilidade dos ensaios estáticos nos perfis (F-F)	30
3.5	Ensaio dinâmicos realizados nos perfis (a) A250 (F-F) e (b) C500 (c-F)	30
3.6	Ensaio estáticos realizados nos perfis (a) A250 (c-F), (b) B250 (c-F) e (c) C250 (c-F)	31
3.7	Ensaio estáticos e dinâmicos realizados nos perfis abertos para calibração do modelo numérico	31
3.8	Impacto de $G = 31\text{Kg}$ com $V_0 = 12.2\text{m/s}$ nos perfis (a) B300 (c-F), (b) B338 (c-F), (c) B347 (c-F) e (d) B400 (c-F)	32
4.1	Modelos de malhas de elementos finitos comparados com o resultado experimental do perfil A250 (c-F)	34
4.2	Modos de flambagem para perfil de seção aberta	35
4.3	Simulação numérica do dobramento da chapa para obtenção dos perfis abertos	35
4.4	B250 (F-F) sujeito a $G = 200\text{kg}$ e V_0 conforme indicado	36
4.5	B250 (c-F) sujeito a $G = 200\text{kg}$ e V_0 conforme indicado	37
4.6	B250 (F-F), submetido a $G = 1 \times 10^7\text{kg}$ e $V_0 = 7.7\text{mm/s}$, e mecânica de colapso para tubos circulares de alumínio	37
4.7	B250 (c-F) sujeito a $E^{cm} = 1444\text{J}$	38
4.8	Curva de transição para tubos circulares	38
4.9	Resultados experimentais e numéricos para perfis (a) B300 (c-F), (b) B338 (c-F), (c) B347 (c-F) e (d) B400 (c-F)	39
4.10	Resultado (a) experimental e (b) numérico para o perfil C500 (c-F) sujeito ao impacto de $G = 22\text{kg}$ com $V_0 = 11.7\text{m/s}$	39
5.1	Flambagem de tubos de alumínio (Mat2) submetidos a compressão estática axial	41
5.2	Curva de transição dinâmica experimental para $G = 97.9\text{kg}$	44
5.3	Tubos de $L = 500\text{mm}$ ensaiados com $G = 65\text{kg}$, e tubos de $L = 650\text{mm}$ ensaiados com $G = 131.8\text{kg}$	45
5.4	Tubos de $L = 500\text{mm}$ e $L = 599\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$	45
5.5	Tubos de $L = 745\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$	46
5.6	Tubos de $L = 840\text{mm}$ e $L = 999\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$	46
5.7	Tubos (c-F) ensaiados estáticamente e dinamicamente	47
6.1	Modos de flambagem para tubo de seção quadrada	50
6.2	Curva de transição de flambagem com imperfeições geométricas obtidas através dos modos de flambagem	51
6.3	Curva de transição de flambagem com imperfeições obtidas através de interpolação polinomial	52
6.4	Tubos quadrados com $L = 250\text{mm}$	52
6.5	Tubos quadrados com $L = 450\text{mm}$ e $L = 500\text{mm}$	52
6.6	Tubos quadrados com $L = 700\text{mm}$ e $L = 1000\text{mm}$	53
6.7	Ensaio estático e dinâmico (numérico) do tubo quadrado Mat2	54

6.8	Ensaio estático e dinâmico (experimental) do tubo quadrado <i>Mat2</i> . 54
7.1	Casos especiais do modelo adotado: (a) Rótula curva; (b)-(c) Rótulas retas. 57
7.2	(a) Deformação cinematicamente inadmissível; (b) Deformação cinematicamente admissível. 57
7.3	União de modelos (a) com descontinuidade material, e (b) completos, totalmente admissível. 58
7.4	(a) Geometria do elemento de colapso ; (b) Superfície toroidal. 59
8.1	Curvas características de força em função do deslocamento de estruturas tipo I e tipo II. 65
8.2	Força em função do tempo calculados numericamente para perfis A250 (c-f) e A360(c-f). 66
8.3	Força de reação obtido pelo ABAQUS no perfil A250(c-f). 67
8.4	Força de reação obtido pelo ABAQUS no perfil C500(c-f). 68
8.5	Força de reação obtido pelo ABAQUS no perfil B250(c-f). 69
8.6	Força de reação obtido pelo ABAQUS em tubo apresentando $L = 500$ (c-f). 69
8.7	Aplicação de 100J (numérico) nos perfis B250(f-f). 70
8.8	Aplicação de 300J (numérico) nos perfis B250(f-f). 70
8.9	Deformação final (numérico) dos perfis B250 (c-c) sujeito ao impacto de 200J, 500J, 700J e 2000J. 71
8.10	Deformação final (numérico) dos perfis B250 (c-c) sujeito ao impacto de 1100J, 1300J, 1500J e 1600J. 71
8.11	Ensaio estático (f-f) realizado com perfis abertos e tubos quadrados apoiados em bases inclinadas. 77
8.12	Energia específica e eficiência estrutural de tubos quadrados e dos perfis A e B. 78
8.13	Energia cinética (E_{cm}) e energia dissipada por plasticidade (E_d). 78
A.1	Resultado de ensaio de tração típico. 85
A.2	Ruptura do corpo de prova de tração. 86
A.3	Máquina de ensaio Instron. 88
A.4	Deformação do corpo de prova de compressão. 88
A.5	Curva tensão versus deformação do ensaio de compressão. 89
A.6	Resultados experimentais de velocidade versus tempo e aceleração versus tempo. 90
C.1	Continuidade cinemática. 101
C.2	Vista superior do elemento de colapso. 102



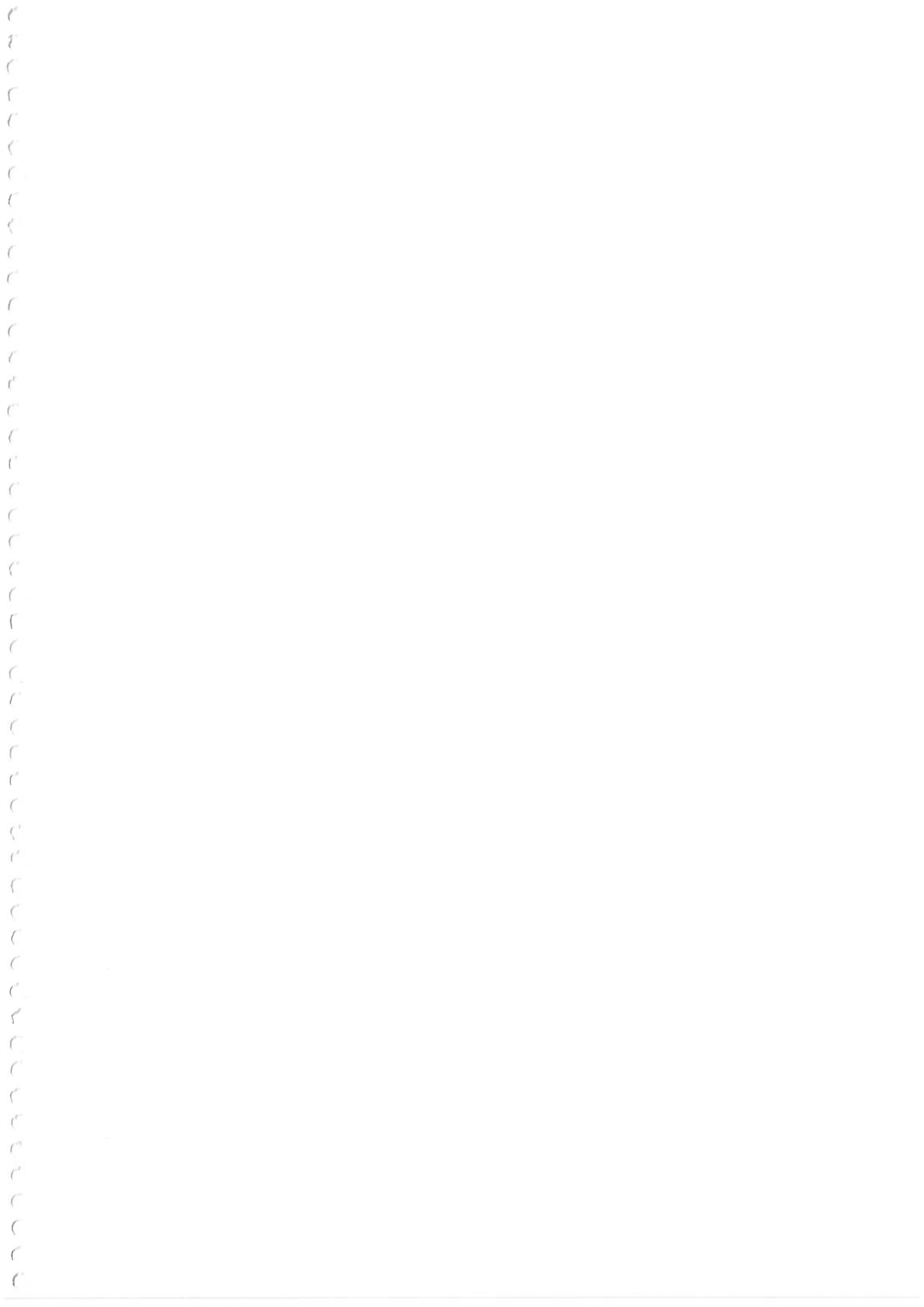
Lista de Tabelas

2.1	Valores obtidos através dos ensaios experimentais.	19
3.1	Dados experimentais dos perfis abertos.	24
5.1	Dados experimentais dos tubos quadrados ensaiados estaticamente.	42
5.2	Dados experimentais dos tubos quadrados ensaiados dinamicamente.	43
8.1	Valores obtidos de H para os perfis abertos e para os tubos quadrados.	74
8.2	Valores obtidos de F para os perfis abertos e para os tubos quadrados.	76
A.1	Famílias de deformação e medidas de tensões conjugadas.	86



Lista de Abreviaturas e Siglas

CAE	- Computer aided engineering
CC	- Condição de contorno
CKD	- Completed knocked down
GMSIE	- Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas
HKS	- Hibbitt Karlsson & Sorensen, Inc.
MEF	- Método dos Elementos Finitos
rpp	- Rígido perfeitamente plástico
SHPB	- Split Hopkinson pressure bar
USP	- Universidade de São Paulo
(c-c)	- Clamped-clamped
(c-f)	- Clamped-free
(f-f)	- Free-free



Lista de Símbolos

A, B, C	Perfis de seção aberta
a	Raio maior de uma superfície toroidal
A_1, A_2 e A_3	Parâmetros da equação (7.39)
a_{med}	Aceleração média
b	Raio menor de uma superfície toroidal
C	Largura total do mecanismo básico de colapso
D	Constante do material da equação de Cowper-Symonds (1.1)
d	Diâmetro de um tubo circular
E	Módulo elástico
E_{ab}	Energia absorvida
E_{cm}	Energia cinética da massa de impacto
E_d	Energia dissipada plasticamente
E_h	Módulo de encruamento
E_{nt}, E_1, E_2, E_3	Taxas de energia dissipada
F	Carga aplicada
f	Vetor de campo
F_{exp}^{din}	Força média dinâmica experimental
F_{exp}^{est}	Força média estática experimental
F_{num}^{din}	Força média dinâmica numérica
F_{num}^{est}	Força média estática numérica
F_{teor}^{din}	Força média dinâmica teórica
F_{teor}^{est}	Força média estática teórica
F_{ml}	Força média local
F_{mt}	Força média total
$[f, \alpha]$	Alteração na curvatura
$[f, \alpha]$	Alteração na taxa de rotação
G	Massa de impacto
g	Aceleração da gravidade (9.81 m/s^2)
$2H$	Altura do mecanismo básico de colapso
h	Espessura da parede do tubo
H_p	Projeção de H no plano ABC da figura 7.4(a)
k	Comprimento parametrizado do tubo de seção quadrada
L	Comprimento inicial do perfil
l	Comprimento das quatro rótulas inclinadas
L_f	Comprimento final do perfil
L_{cr}	Comprimento crítico de flambagem
L_G	Comprimento útil atual ou corrente
L_{G0}	Comprimento útil inicial
M_0	Momento necessário para escoamento plástico total da seção

$M^{\alpha\beta}$	Momento resultante
$Mat1$	Alumínio utilizado nos perfis abertos
$Mat2$	Alumínio utilizado nos tubos de seção transversal quadrada
n	Vetor normal à Γ
N_0	Força por unidade de comprimento necessário para escoamento plástico total da seção
$N^{\alpha\beta}$	Tensão resultante
n^{glob} e n^{lob}	Número de dobras progressivas e globais, respectivamente
p	Constante do material da equação de Cowper-Symonds (1.1)
R	Raio da superfície cilíndrica
r	Posição sobre a superfície toroidal em relação ao eixo de simetria
S	Deslocamento horizontal do mecanismo básico de colapso
S^e	Energia específica
S_i^e	Área inicial da seção transversal
S_f^e	Área corrente da seção transversal
T	- Tubo de seção transversal quadrada de 1 pol. de largura
t	Espessura do perfil
V	Velocidade horizontal do mecanismo básico de colapso
V_0	Velocidade de impacto
V^n	Velocidade da curva Γ
V_t^e	Velocidade tangencial sobre a superfície toroidal
w_i^e	Fator de escala associado ao i-ésimo modo de flambagem
X	Largura maior do perfil
Y	Largura menor do perfil
z	Altura de queda livre de G
$\alpha, \beta, \gamma, \psi_0$	Ângulos da geometria do mecanismo básico de colapso
Γ	Curva sobre a superfície
Δ	Variação causada pela imperfeição geométrica
δ	Deslocamento ou distância comprimida
ϵ	Deformação total
ϵ^e	Deformação elástica
ϵ_p^e	Deformação plástica
ϵ_N	Deformação total de engenharia
ϵ_N^e	Deformação elástica de engenharia
ϵ_N^p	Deformação plástica de engenharia
ϵ_{Leg}	Deformação plástica verdadeira
ϵ	Taxa de deformação
η	Efetividade estrutural
θ	Coordenada meridional
$\{\theta, \phi, x_3\}$	Sistema de coordenadas local
r	Razão entre o raio menor (b) e o raio maior (a) da superfície toroidal
$[k]$	Alteração da curvatura
$k^{\alpha\beta}$	Taxa de curvatura
$\lambda_{\alpha\beta}$	Taxa de extensão
λ	Estiramento

μ	Atrito
ρ	Densidade do alumínio
σ	Tensão aplicada
σ_0	Tensão de escoamento estática
σ_y	Tensão de escoamento
σ_p^0	Tensão de escoamento dinâmica
σ_t^{eq}	Tensão verdadeira equivalente
ϕ	Coordenada circumferencial
χ	Superfície média de uma casca
Ω	Alteração na taxa de rotação
ω	Velocidade angular do escoamento
$\chi^{(-)}$	Superfície deformada
$\chi^{(+)}$	Superfície indeformada



Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Este trabalho se enquadra dentro das pesquisas que estudam o comportamento de dispositivos responsáveis pela absorção de energia cinética. A título de classificação, a referência [1] separa esses dispositivos em três grupos, de acordo com o modo principal com que a energia é absorvida:

- Deformação do material;
- Fratura do material;
- Atrito.

Nesta pesquisa serão abordados aspectos relativos exclusivamente ao primeiro item, com esse capítulo de introdução apresentando os aspectos gerais sobre impacto estrutural. Na sequência haverá uma breve descrição do fenômeno de flambagem de tubos submetidos a impacto axial, juntamente com a definição dos objetivos deste trabalho.

1.1 Aspectos gerais

A preocupação com a segurança de pessoas, preservação do meio ambiente e integridade física de produtos se reflete nas melhorias contínuas observadas nos projetos e na fabricação de estruturas e dispositivos utilizados nas indústrias automobilística, química e petrolífera.

Em linhas gerais, o resultado final de um projeto estrutural deve ser sempre um compromisso entre custo, peso, e resistência às cargas estáticas e dinâmicas (vibrações e impacto). Em veículos de passageiros, por exemplo, já está consolidado que, ocorrendo um acidente, a estrutura envolvendo os ocupantes (cockpit) deve permanecer impenetrável e, ao mesmo tempo, não deve transmitir desace-lerações acima dos toleráveis ao corpo humano.

Para isso, o veículo como um todo deve ser projetado de modo a servir como um sistema de proteção, seja através de itens de segurança ativa ou passiva. Dentro dessa última opção incluem-se as barras de proteção lateral, longarinas, parachoque, e o chamado “sheet-metal”, que devem se deformar de maneira a dissipar a maior parcela possível da energia de impacto.

Atualmente, testes de impacto e vibrações são obrigatórios em veículos comerciais antes destes serem produzidos em série, de forma a garantir o atendimento às normas regulamentadas do setor. Em testes laboratoriais são avaliados também o estilhamento dos vidros e o correto funcionamento dos cintos de segurança e das fechaduras das portas¹.

As formas exploradas para minimizar as forças e acelerações transmitidas pela estrutura incluem modificações no material e/ou na geometria dos componentes [2], bem como alterações ou reforços nos pontos de fixação. Outra maneira é adicionar dispositivos ou artifícios específicos que possam limitar essa carga e auxiliar na dissipação da energia cinética. A referência [3] lista diversos tipos de sistemas destinados a absorver essa energia cinética através da dissipação na forma de energia plástica de deformação, apresentando alguns que ainda são pouco explorados na literatura [4], e outros que incorporam também a dissipação através de fratura e atrito [5].

Um projeto seguro envolve ainda considerar o local mais apropriado para se colocar os dispositivos de segurança. No Brasil, recentemente, a altura do pára-choques de caminhões foi modificada em razão do chamado “efeito guilho-tina”, que ocorre nos casos de colisões frontais de veículos de passeio contra a traseira de caminhões. Nesses casos, o pára-choque do caminhão, em função da altura elevada, atinge o pára-brisa do veículo, indo de encontro direto contra os passageiros e causando graves lesões na cabeça e torax. A solução adotada foi diminuir a altura do pára-choques e utilizar um mecanismo articulado para garantir a transposição de obstáculos [6].

Ainda na área automotiva, veículos exportados pelo Brasil utilizam a técnica do CKD (completed knocked down), fazendo com que as montadoras possuam departamentos de engenharia responsáveis pelo projeto e construções de embalagens que garantam o transporte adequado e seguro das peças (desde simples parafusos até os painéis laterais que compõem os veículos).

Assim, vários fatores podem afetar a absorção de energia, dentre os mais importantes a natureza e direção de aplicação da carga, a geometria e os materiais que compõem a estrutura, as condições de contorno, a velocidade inicial de impacto, e a relação entre as massas do corpo de impacto e da estrutura.

Dessa forma a análise de uma estrutura submetida a carregamento dinâmico de impacto difere em relação a um carregamento estático em virtude dos efeitos de inércia e da taxa de deformação passarem a governar a resposta da estrutura. Outro fenômeno que adquire grande importância é a propagação de ondas de tensões elásticas e plásticas dentro da estrutura [7, 8]. A forma como ocorre a transmissão, reflexão e a interação entre as ondas pode adquirir grande complexidade de acordo com a geometria e o material da estrutura. Em geral, costuma-se desconsiderar as ondas elásticas em razão do tempo de duração² e devido à energia dissipada por elas serem desprezíveis em comparação às ondas plásticas [10].

¹Vídeos com reportagens completas de testes em quatro veículos fabricados no Brasil podem ser consultados em <http://quatrorodas.abril.com.br/carros/testes/1100crash.shtml>

²No caso de impacto a baixas velocidades o tempo de duração do fenômeno é da ordem de milissegundos enquanto que a propagação de ondas elásticas é da ordem de microssegundos [9].

a carregamentos dinâmicos pode ser observada ao se analisar as curvas tensão versus deformação ($\sigma \times \varepsilon$) típicas de uma liga de alumínio (figura 1.1(a)) e de um aço inox (figura 1.1(b)).

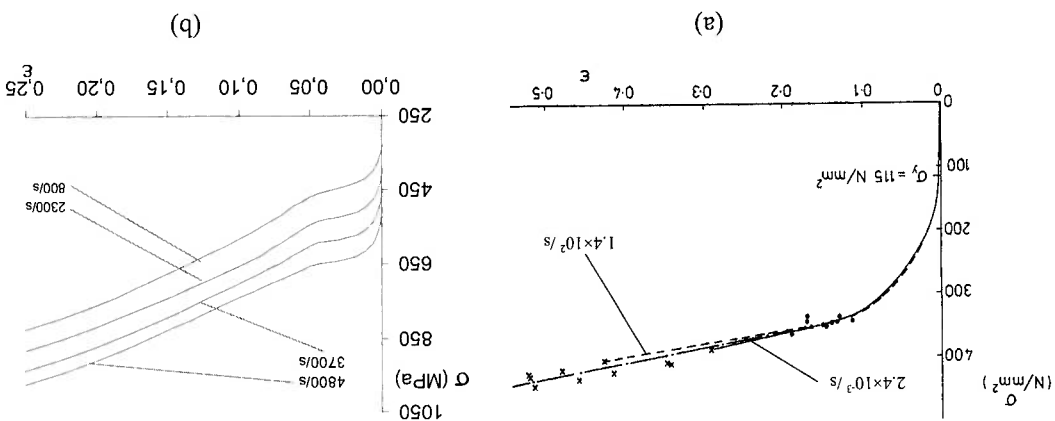


Figura 1.1: Efeitos da taxa de deformação durante ensaio uniaxial de tração. (a) Liga de alumínio e (b) aço inox [11].

Enquanto o alumínio mantém suas propriedades mecânicas praticamente constante com a alteração da taxa de deformação, o aço inox é um material que apresenta uma variação significativa em suas propriedades com o aumento da taxa de deformação. A taxa indicada nos gráficos se referem à deformação aplicada por segundo, de forma que a duração desses ensaios são da ordem de milésimos de segundo, enquanto a duração de um ensaio estático típico é da ordem de minutos. Portanto, torna-se importante conhecer as propriedades dinâmicas do material. Um equipamento utilizado para determinação dessas propriedades sobre efeito de altas taxas de deformação é a chamada barra de Hopkinson (SHPB) [12]. Nesse ensaio, um corpo de prova é posicionado entre duas barras. Uma das barras, chamada de incidente, recebe o impacto de um projétil acelerado por meio de um pulso de pressão gerado por ar comprimido. O pulso de tensão percorre a barra incidente até atingir o espécime, quando parte do pulso é refletido e parte é transmitido. O pulso transmitido pelo espécime percorre então a barra transmissora e, através de extensômetros elétricos ligados às duas barras, consegue-se medir a tensão, deformação e taxa de deformação aplicado ao espécime.³

Pesquisas envolvendo o estudo de novos materiais [17], como as espumas metálicas utilizadas na forma de material de enchimento [18] e combinações de compósitos com metais [19–21] mostram alternativas viáveis e vantajosas a serem empregados na fabricação de novos absorvedores de energia. Porém importantes aspectos de transição entre os vários modos de flambagem descritos na sequência ainda merecem estudos adicionais.

³A partir dos estudos de Chree [13] e de Pochhammer [14] (apud [15]) a respeito dos efeitos de inércia radial e longitudinal, Hopkinson [16] projetou a geometria dos espécimes de modo a minimizar a inércia radial que surge devido à rápida aceleração, razão que fez esse equipamento receber o seu nome. [8]

1.2 Impacto em tubos

Em geral, o impacto de estruturas apresenta uma ampla gama de modos de deformação elástica e plástica, que interagem entre si [22-25], sendo o colapso axial de tubos um dos mecanismos básicos usados para a absorção de energia de impacto [26-28].

Estruturas tubulares são usadas para absorver a energia de colisão [29] reduzindo assim as acelerações sofridas pelos passageiros, paralelamente à sua função de suporte estrutural. Já em testes de vibração visando a certificação de peças, tubos circulares são utilizados para amortecer o choque do vagoão (na qual se encontra apoiado o chassi) contra paredes rígidas, impedindo que ocorra dano estrutural.

Tubos de paredes finas apresentam elevado valor de absorção de energia específica (energia por unidade de volume) e constituem o tipo mais comum de absorvedor de energia de impacto [25, 27]. Os estudos de suas características remontam ao início do século XX. As duas teorias consagradas que prevêem a resistência estática de tubos circulares sujeitos à deformação são as de Puglsley e Macaulay [30] e a de Alexander [31], sendo que ambas surgiram no início da década de 60.

Alexander assume que o modo de colapso ocorre na forma de "concertina" e examina o trabalho plástico realizado nas dobras e no estiramento do material nessa região. Já Puglsley e Macaulay consideram a ocorrência de dobras em forma de "diamante" e obtêm uma fórmula baseada em considerações geométricas. Esses dois modos de flambagem estão representados na figura 1.2(a) e 1.2(b), respectivamente.

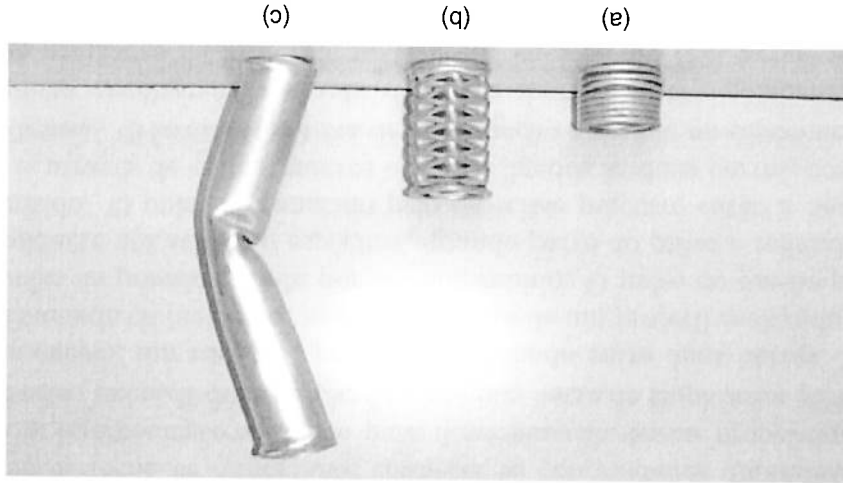


Figura 1.2: Classificação dos modos de colapso de tubos de seção transversal circular sujeitos a compressão axial. (a) axissimétrico ou "concertina"; (b) diamante; (c) global.

Outra forma de colapso em tubos sujeitos a cargas axiais está mostrada na figura 1.2(c). Esse tipo de deformação, denominado de **flambagem global**, é

⁴ Muitas vezes, se adiciona a palavra *dinâmica* à progressiva para caracterizar que a resposta estrutural depende da influência da taxa de deformação nas propriedades do material.

O fenômeno de transição entre estes dois modos de flambagem também foi explorado em detalhes em trabalho do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto dinâmica [50–52].

tubos circulares [48], bem como alguns aspectos relacionados com a flambagem bagens progressiva e a dinâmica plástica são conhecidos experimentalmente para seu material. Alguns dos parâmetros que determinam a transição entre as flambagem e diâmetro do tubo [46], das condições iniciais e de contorno [47–49] e de sua [32, 43–45], as soluções são dependentes dos parâmetros geométricos espessura e diâmetro do tubo [46], das condições iniciais e de contorno [47–49] e de sua

Nos vários métodos de análise referentes ao fenômeno da flambagem progressiva

longo de todo o tubo, conforme mostra a figura 1.3.

dinâmica plástica [42], caracterizada por deformações plásticas ocorrendo ao

de **flambagem progressiva**⁴ [32, 41], contraem-se à chamada **flambagem**

siste no seu sanfonamento progressivo e controlado. Este fenômeno, chamado

O mecanismo ideal de absorção de energia de impacto através de tubos con-

estudo mais aprofundado.

capacidade individual de absorção de energia, apud [40], os quais carecem de um

o posicionamento dos tubos devem ser consideradas de modo a obter a máxima

flambar na forma de concertina ou de diatama. Na prática condições ideais para

parâmetros geométricos espessura de parede (h) e diâmetro (d), se um tubo irá

referência [39]. Nestes casos é possível determinar analiticamente, através dos

mente para carregamentos de natureza quase-estática, conforme apresentado na

Entretanto, a classificação dos modos de colapso encontra-se consolidado so-

bem compreendidos.

colados lateralmente [35–38], sujeitos a diferentes condições de contorno são agora

Fenômenos relacionados a tubos com [26] ou sem enchimento [34], soldados ou

drada foram intensivamente analisados de modo teórico [32] e experimental [33].

Devido à sua importância, os tubos com seção transversal circular ou qua-

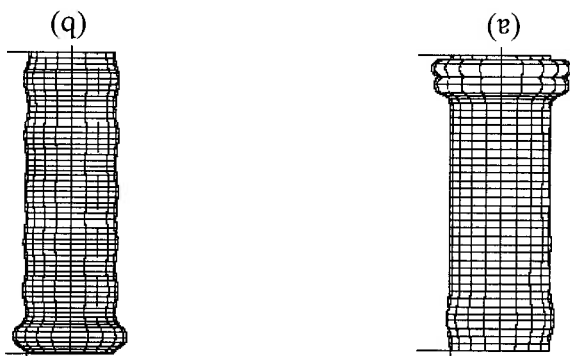
a desestabilização do tubo.

caracterizada pela formação de poucas rótulas plásticas localizadas que causam

numericamente [10]. Em ambos os casos, a energia aplicada é a mesma.

(b) flambagem dinâmica plástica (alta velocidade) em tubos circulares simulados

Figura 1.3: Os fenômenos de (a) flambagem progressiva (baixa velocidade) e



em Estruturas (GMSIE) relatado nas referências [10] e [53] e sumarizados na figura 1.4.

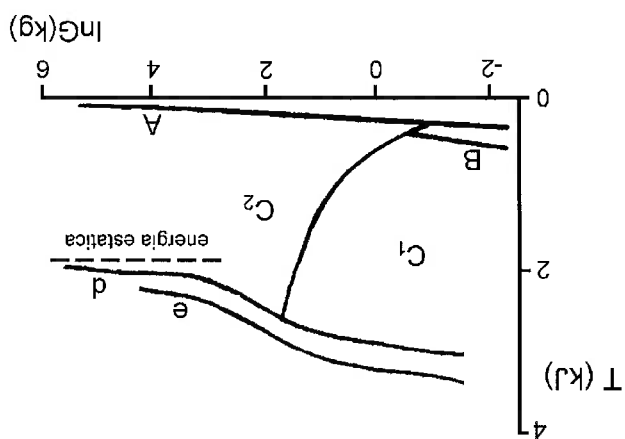


Figura 1.4: Influência da massa de impacto G no modo de flambagem de um tubo de alumínio engastado na base e simplesmente apoiado no topo. A - com-pressão axial uniforme, B - flambagem plástica dinâmica, C_1 - início da flambagem plástica dinâmica seguida da flambagem progressiva, C_2 - flambagem progressiva, C_3 - flambagem progressiva seguida da flambagem dinâmica. d - máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material não sensível à taxa de deformação, e - máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material sensível à taxa de deformação [10].

Este trabalho acabou se tornando único na medida que descreveu numéricamente em detalhes os fenômenos de transição entre flambagem progressiva e dinâmica plástica para tubos circulares. A figura 1.3 ilustra os resultados destas simulações, onde se percebe que, dependendo da velocidade de impacto, estes dois modos de colapso podem ocorrer.

A estratégia para determinar os critérios e as variáveis envolvidas com a transição entre estes dois modos de flambagem foi o uso intensivo do método dos elementos finitos (MEF) e da teoria de propagação de ondas plásticas [54, 55] em material obedecendo ao critério de von Mises.

Conforme indicado na figura 1.4, um tubo que se deforme através da flambagem dinâmica seguida da flambagem progressiva (região C_1) possui uma capacidade máxima de absorção de energia maior que a de um tubo que sofre somente flambagem progressiva (região C_2). De fato, esta foi uma importante conclusão deste trabalho, a de que tubos circulares apresentam resposta estrutural extremamente dependente da velocidade de impacto.

Nota-se também que conforme se diminui a velocidade (ou seja, um aumento da massa de impacto G)⁵ as curvas d e e para dois modelos distintos de material se aproximam da resposta obtida para o caso estático. Esse comportamento está coerente com a já consagrada lei de Cowper-Symonds [56] válida para materiais metálicos:

⁵As simulações numéricas ocorreram fixando-se a energia de impacto. Logo, uma diminuição da velocidade representa um aumento da massa de impacto.

$$(1.1) \quad \frac{\sigma_0}{\sigma_d} = 1 + \left(\frac{D}{r} \right)^p$$

onde D e p são constantes do material, ϵ é a taxa de deformação e σ_0^d e σ_0 são a tensão de escoamento dinâmica e a tensão de escoamento estática, respectivamente. Assim, o material apresenta um tensor de escoamento dinâmica que aumenta com a taxa de deformação, que por sua vez está relacionado diretamente com a velocidade de impacto, explicando o comportamento das curvas d e e .

Sob certas condições, em contraposição aos fenômenos da flambagem progressiva, tubos esbeltos podem colapsar de modo global, onde apenas algumas rótulas plásticas são formadas. Neste mecanismo de colapso a absorção de energia de impacto é muito pouco eficiente [33, 57, 58], como acontece em casos de impactos oblíquos realizado em tubos [59].

A indústria automobilística tem cada vez mais considerado a possibilidade de uso de perfis esbeltos com complexas geometrias, o que representa sérios desafios de análise. Torna-se importante determinar como os parâmetros geométricos e as condições de contorno iniciais determinam o modo de colapso da estrutura. Como comentado, em caso de acidente, uma estrutura pode colapsar de modo global, absorvendo então pouca energia de impacto.

Conforme discutido nas referências [60] e [61], em adição à faixa de transição entre a flambagem dinâmica plástica e a progressiva, existe também uma região de transição entre a flambagem global e progressiva [62]. Como os fenômenos de flambagem global e progressiva estão intimamente relacionados com a eficiência de estruturas em absorver energia de impacto, é importante proceder-se a um estudo sobre este tema.

Para estes dois tipos de flambagem, os parâmetros, sejam geométricos, de material ou devido às condições de contorno e/ou iniciais, que afetam a transição ainda não foram claramente estabelecidos na literatura. Dessa forma, tubos ou perfis de mesma seção transversal podem apresentar colapso global ou progressivo, de acordo com, entre outras variáveis, a velocidade de impacto e o comprimento do tubo.

Trabalhos experimentais e numéricos do GMSIE [58, 60, 63–65] encontraram uma bem definida faixa de transição entre a flambagem global e progressiva para tubos circulares, conforme mostra a figura 1.5. Estes testes, realizados no maréolo de impacto do GMSIE e simulados no programa comercial de elementos finitos ABAQUS⁶, estabeleceram critérios iniciais para a transição entre estes dois tipos de flambagem.

A relação L/L_{cr} do eixo das ordenadas da figura 1.5 é um número adimensional obtido através da divisão do valor do comprimento do tubo impactado pelo comprimento do tubo que apresentou comportamento de transição em um teste estático. Assim, o L_{cr} , chamado de comprimento crítico, possibilita prever se um tubo de comprimento L irá colapsar de modo progressivo ($L > L_{cr}$) ou global ($L < L_{cr}$), se submetido a uma carga estática axial.

Nota-se pela figura 1.5(a) que, com o aumento da velocidade, os efeitos de

inércia fazem com que um tubo que sofreria colapso global quando comprimido quase-estaticamente passe a sofrer uma flambagem progressiva. A figura 1.5(b) mostra também que é possível ocorrer um fenômeno chamado de “inversão de-ponse”, onde um aumento da velocidade de impacto em um intervalo compreendido na faixa de flambagem progressiva pode causar a ocorrência inesperada da flambagem global.

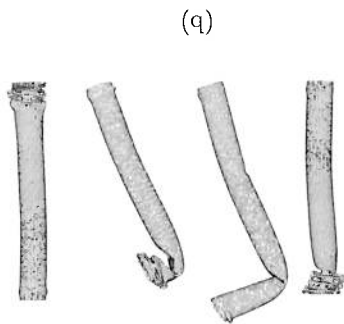
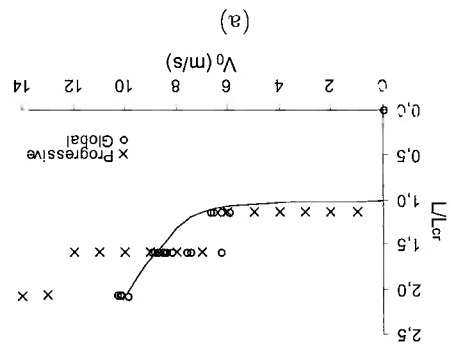


Figura 1.5: Fenômeno de transição em tubos circulares: (a) Dados experimentais [63]; (b) Dados numéricos (da esquerda para a direita houve um aumento gradativo da velocidade) [60].

1.3 Objetivos

Este trabalho pretende discutir a definição de critérios de transição entre a flambagem progressiva e a flambagem global de cascas de seção aberta (também chamadas de **perfis abertos**) e de tubos de seção transversal quadrada. Perfis de seção aberta, como o mostrado na figura 1.6, são amplamente utilizados em estruturas de caminhões e de ônibus, sendo importante a compreensão de seu comportamento dinâmico.

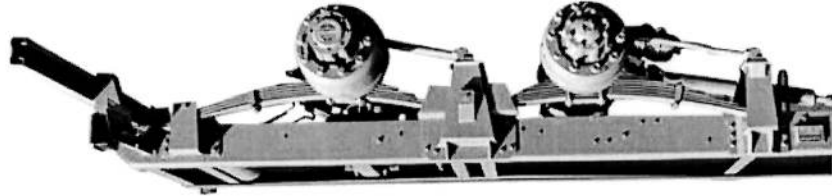


Figura 1.6: Chassi de caminhão, onde se verifica o uso de perfis abertos nas longarinas da estrutura.

Assim, os objetivos desse trabalho são:

- O estudo experimental dos fenômenos envolvidos no impacto axial de perfis abertos e em tubos de seção transversal quadrada de alumínio, almejando a transição entre a flambagem global e a flambagem progressiva dos perfis abertos;

- Obter um modelo de elementos finitos que apresente boa correlação com os resultados estáticos e dinâmicos verificados experimentalmente. Utilizar o modelo para estudar a influência da velocidade, da massa de impacto, do comprimento inicial do espécime, das imperfeições geométricas do material e das condições de contorno no modo de flambagem dos perfis abertos;
- Obter um modelo para a transição teórica entre a flambagem global e a progressiva dos perfis abertos;

Dessa forma, o trabalho apresenta o capítulo 2 abordando a caracterização dos materiais empregados nos espécimes testados. Os aspectos experimentais e numéricos explorados nos perfis abertos são detalhados nos capítulos 3 e 4, enquanto nos capítulos 5 e 6 são analisados os ensaios experimentais e numéricos com tubos quadrados⁷, respectivamente. A teoria dos super-elementos é apresentada no capítulo 7, e na sequência, no capítulo 8, é feito uma discussão dos resultados obtidos. O capítulo 9 mostra as conclusões deste trabalho, seguido dos anexos.

⁷ Ao longo do texto, o termo *tubo quadrado* se refere a tubo de seção transversal quadrada.



Capítulo 2

CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL

Este capítulo apresenta os ensaios de tração e de flexão em 3 pontos realizados em uma máquina INSTRON 5500, objetivando obter os parâmetros materiais das ligas de alumínio utilizadas nos perfis abertos e nos tubos quadrados. Os aspectos envolvidos os experimentos, juntamente com as condições necessárias para obtenção dos dados, são discutidos. Os resultados são analisados e verificados, para que sejam utilizados nas simulações numéricas e no modelo teórico.

2.1 Aspectos gerais

A equação constitutiva do material é fundamental para se descrever o comportamento de uma estrutura. Na prática ela é representada através de funções matemáticas ajustadas a partir de dados experimentais realizadas em amostras de material, com a preocupação de que os erros devidos a esse ajuste seja menor que o erros advindos de variações inerentes ao experimento. Li e Reid [66] analisaram de forma teórica a hambagem de tubos quadrados. Para tal eles empregaram a abordagem de Stowell (a qual representa cada painel do tubo através de uma placa simplesmente apoiada) e em adição levaram em conta as condições de contorno reais dos cantos do tubo. Verificaram que os principais parâmetros mecânicos do material afetam o modo de hambagem, inclusive o encruamento, fato que limita o emprego de modelos perfeitamente plásticos. Segundo eles, a desconsideração do encruamento pode conduzir a resultados fisicamente inconsistentes.

A velocidade do ensaio deve, também, ser considerado. Quanto maior a sensibilidade do material à taxa de deformação, menor será a capacidade de se conseguir descrever completamente o comportamento do material através de um ensaio estático. Essa é uma das razões em se utilizar o alumínio nesse trabalho, já que ele é pouco sensível à taxa de deformação [32], conforme indicado na figura 1.1. Ainda, em relação ao aço, o alumínio oferece peso significativamente menor, maior resistência à corrosão e tem se mostrado capaz de oferecer boa resistência mecânica e ótimo desempenho estrutural [67], razões que o levam a ser utilizado

amplamente na indústria aeronáutica.

2.2 Ensaio de tração

A preocupação e dificuldade principal nesse teste é garantir um estado uniforme de tensão ou deformação sobre o corpo de prova. Para isso ocorrer, são necessários alguns cuidados durante a fabricação dos espécimes, na escolha da instrumentação utilizada durante o ensaio, e na fase de tratamento dos dados [68].

Os materiais que foram submetidos a esse ensaio foram denominados de *Mat1* e *Mat2*, duas ligas de alumínio cujas amostras foram obtidas dos perfis abertos e dos tubos de seção transversal quadrada, respectivamente. As espessuras dos corpos de prova foram de 1,5mm no caso do *Mat1* e de 1,1mm no caso do *Mat2*. As demais dimensões estão indicadas na figura 2.1.

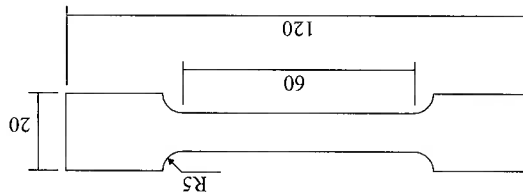


Figura 2.1: Dimensões dos corpos de prova utilizados nos ensaios de tração nos materiais *Mat1* e *Mat2*.

Conforme apresentado na figura 2.2, as extremidades do corpo de prova foram fixadas à máquina através de mordentes, e a deformação da região central do corpo de prova monitorada através da colocação de um clip-gage. A velocidade aplicada ao cabeçote foi de 1mm/min e a taxa de amostragem utilizada foi de 10MHz.

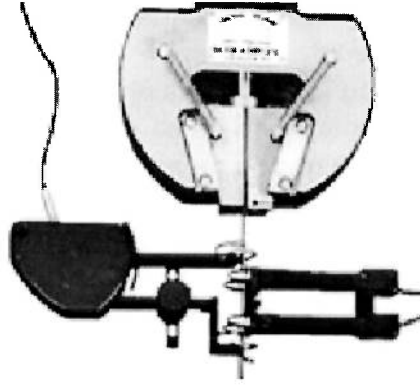


Figura 2.2: Fixação do corpo de prova e instrumentação para medição de deformação.

A região do corpo de prova envolvida pelo clip-gage, de comprimento inicial L_0 e área transversal S_0 , sobre efeito do carregamento assume um novo comprimento L_G e uma nova área S_f . A medida de deformação mais simples é a

Flambagem progressiva e global

chamada de estiramento λ , definida como sendo

$$(2.1) \quad \lambda = \frac{L_G}{L_{G0}},$$

sendo $\lambda = 1$ o estado indeformado.

Apesar de λ ser uma medida de deformação, pode-se definir outras medidas, dando origem ao conceito de família de deformação [69]. A deformação de engenharia, ϵ_N , conforme detalhada na página 86 do anexo, é determinada pela relação

$$(2.2) \quad \epsilon_N = \frac{L_G - L_{G0}}{L_{G0}}$$

e a sua tensão conjugada, de engenharia, é dada por

$$(2.3) \quad \sigma_N = \frac{F}{S_i}$$

Já a deformação plástica pode ser obtida subtraindo a deformação elástica da deformação total ϵ ,

$$(2.4) \quad \epsilon_{Np} = \epsilon_N - \epsilon_{Ne} = \epsilon_N - \frac{F}{\sigma_N}$$

onde F é o módulo elástico do material.

O programa de elementos finitos utilizado requer uma descrição do comportamento do material através da curva tensão-deformação verdadeira equivalente, a qual pode ser obtida através das relações

$$(2.5) \quad \begin{aligned} \sigma_{N}^{Leq} &= \sigma_N (1 + \epsilon_N) \\ \epsilon_{N}^{Leq} &= \ln(1 + \epsilon_N) \end{aligned}$$

válidas para um estado uniaxial de tensão [68].

Devido ao fenômeno de impacto envolver grandes deformações, as expressões da equação (2.5) são apropriadas para o tratamento dos dados de força (F) em função do deslocamento (δ) gerados nesse ensaio.

Adotando a hipótese de isotropia, a curva obtida com o material sujeito à uma carga de tração será assumida válida no caso do material ser submetido à uma carga de compressão.

O ensaio de compressão é realizado com frequência em corpos cilíndricos, entretanto, em função da ocorrência de flambagem, existem poucas alternativas para a realização de compressão de chapas. A proposta da utilização de elementos cruciformes [70] resolve somente parcialmente o problema, já que a complexidade para obtenção de um corpo de prova com essa geometria continua sendo um entrave para a sua aplicação.

Ensaios realizados pelo autor constataram que, mesmo no caso de se conseguir evitar a flambagem, a análise do resultado de compressão em placas é dificultada em função das dimensões reduzidas do corpo de prova e das grandes deformações que surgem no material, conforme reportado no anexo.

2.3 Ensaio de flexão

Este ensaio, relativamente simples de ser realizado, possibilita a caracterização de praticamente qualquer material e com grande flexibilidade quanto às dimensões dessa amostra. O ensaio de flexão em três pontos indicado na figura 2.3(a) foi aplicado a uma amostra de 150mm×20mm×1,5mm retirado do *Mat1*, ajustando-se a distância entre os apoios em 120mm.



Figura 2.3: (a) Ensaio de flexão e (b) modelagem numérica.

Devido à condição simplesmente apoiada do corpo de prova, a linha neutra deste coincide com a linha média da seção transversal, fazendo com que a aplicação do deslocamento no ponto sujeito o material a uma carga de compressão na face superior e a uma carga de tração na face inferior. Os resultados quando comparados com o ensaio de tração, permitem avaliar se o comportamento do material pode ser considerado isotrópico.

Isso é importante já que, independentemente do material e do tipo de flambagem, um tubo sujeito a impacto axial apresenta regiões que sofrem deformações por tração e outras por compressão.

Dessa forma, o ensaio de flexão se aproxima do estado de tensão a qual o material dos perfis fica sujeito durante o impacto axial. A proposta deste ensaio é realizar uma modelagem numérica como mostrado na figura 2.3(b), que permita ajustar os parâmetros que caracterizam o comportamento do material através do confronto do resultado numérico com o resultado experimental.

2.4 Resultados

O primeiro teste realizado foi o teste de tração com o *Mat1*, utilizando o espécime da figura 2.1. O resultado apresentado na figura 2.4 foi utilizado para se obter o gráfico $\sigma \times \epsilon$ da figura 2.5, através das relações da equação (2.5).

Um detalhe a respeito do módulo elástico do material é a dificuldade em se determinar esse valor através de uma única interpolação linear, já que alterações significativas ocorrem com a mudança da região escolhida para se traçar a linha de tendência, conforme se verifica na figura 2.6.

A tensão de escoamento pode ser obtida determinando-se a tensão capaz de causar uma deformação permanente de 0.2%. Como se percebe pela equação (2.4), essa tensão é dependente do módulo elástico, calculado por meio do ajuste da curva experimental. Entretanto, a determinação de E não é simples. Como se nota na figura 2.6, muitas são as retas que interpolam os pontos experimentais, apresentando R^2 reduzido ($R \approx 1$).

Figura 2.4: Curvas experimentais de $F \times \delta$ obtida com o ensaio de tração para o *Mat1*, espécimes 1 e 2.

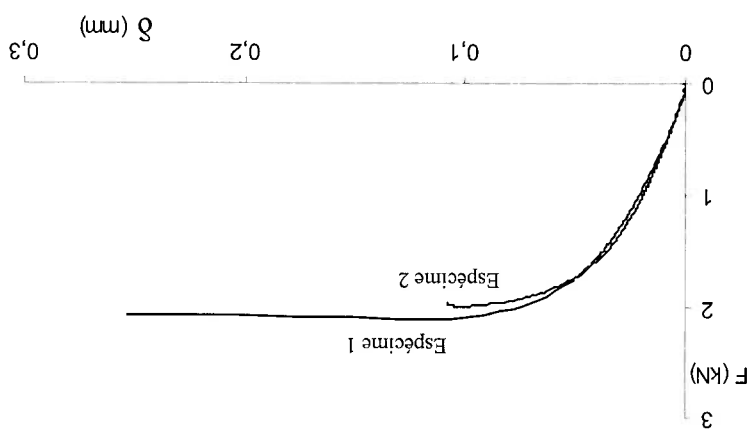
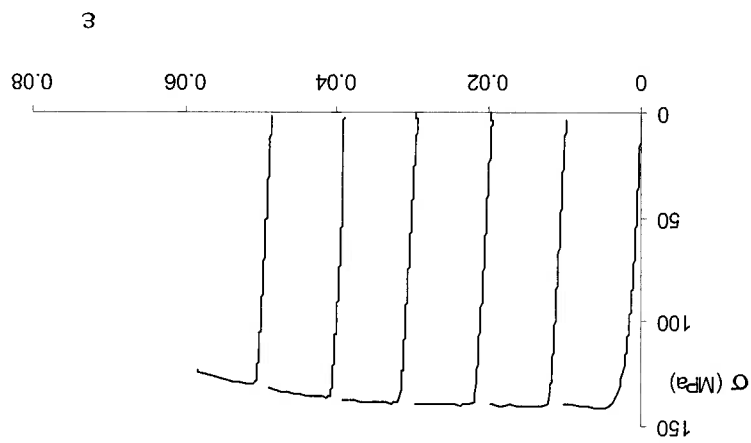


Figura 2.5: Curva experimental de $\sigma \times \epsilon$ obtida com o ensaio de tração para o *Mat1*, espécime 1.



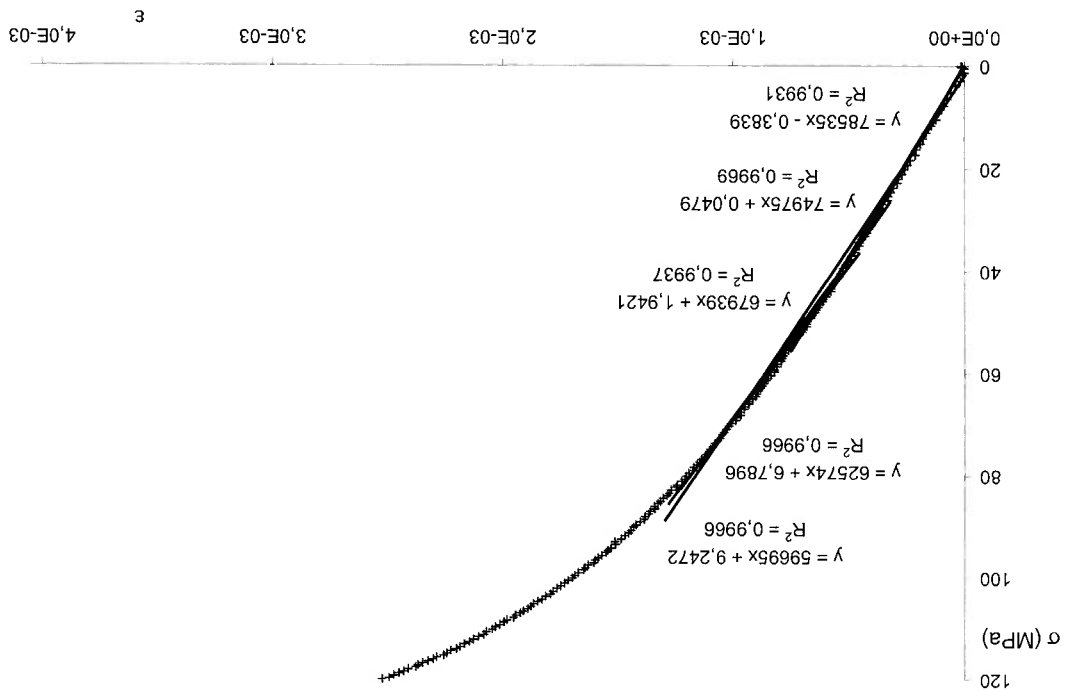


Figura 2.6: Módulo de elasticidade obtidos por meio de interpolação linear dos dados experimentais do ensaio de tração.

Para se determinar o encruamento do material (E_h), o comportamento em regime plástico da espécie de tração foi simulado no programa ABAQUS usando-se elementos sólidos, figura 2.7.

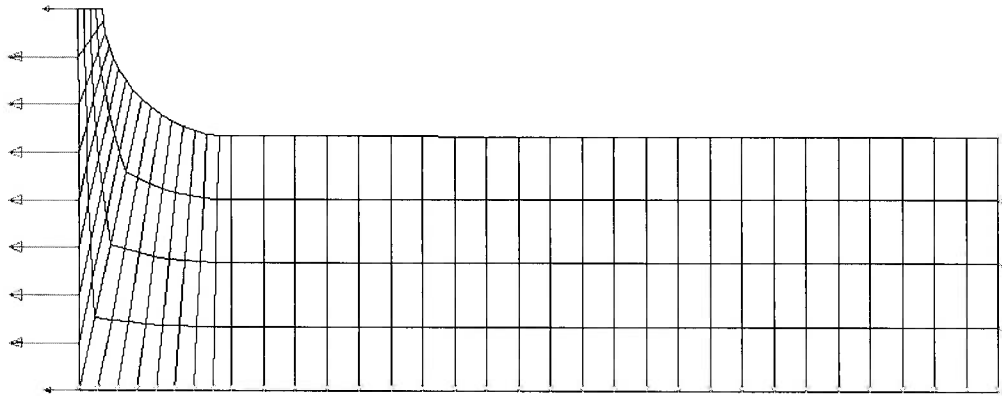
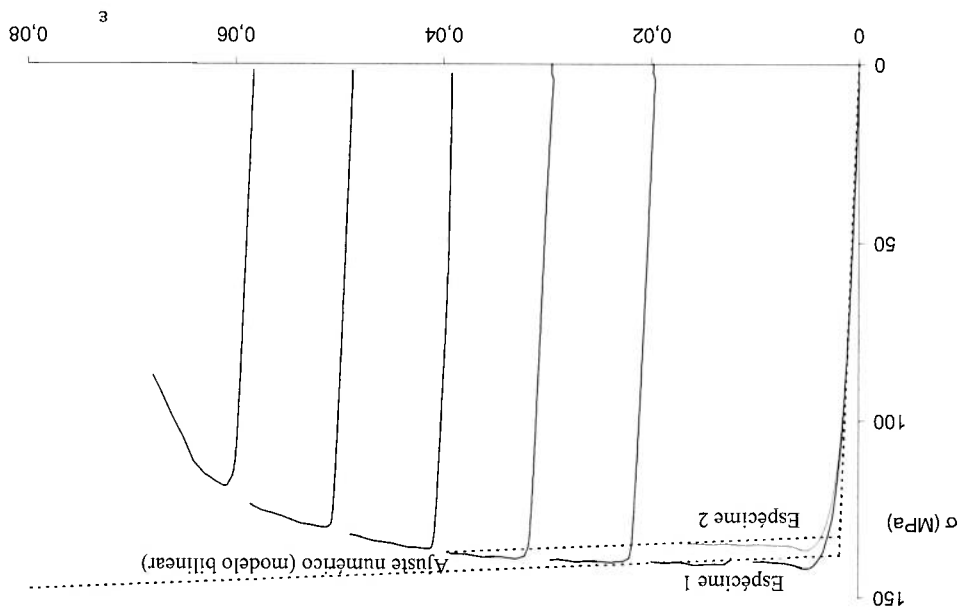


Figura 2.7: Modelo numérico de 1/4 de corpo de prova sujeito à tração.

Um processo de ajuste dos parâmetros σ_y , E e E_h foi então realizado de tal forma que a curva de força versus deslocamento ($F \times \delta$) do modelo numérico, adotando-se o modelo de um material elasto-plástico bi-linear, coincidissem com os resultados experimentais. O ajuste se mostrou também adequado para a curva experimental obtida em outros ensaios, conforme comprova a figura 2.8.

O resultado experimental obtido com os ensaios de tração no espécime 2, comparativamente com o ensaio de tração no espécime 1, apresenta um compor-

Figura 2.8: Curvas experimentais e numéricas de $\sigma \times \epsilon$ obtidas com o ensaio de tração para o *Mat1*, espécimes 1 e 2.



tamento similar na região elástica, entretanto com tensões inferiores na região plástica.

Já o resultado experimental de $F \times \delta$ do punção, aplicado no ensaio de flexão, foi confrontado com a curva obtida através da simulação numérica realizada com o modelo da figura 2.3(b). Nesse modelo implementado no Abaqus, o atrito (μ) foi considerado nulo e a placa discretizada com elementos de viga. O resultado, utilizando-se os parâmetros do ensaio de tração do espécime 1, está apresentado na figura 2.9.

Nota-se que, na região elástica, o modelo numérico bilinear obtido através do ensaio de tração apresenta um comportamento mais resistente do que ocorre no experimento. Entretanto, a faixa de valores admissíveis para o módulo de elasticidade da figura 2.6 permite que ele seja ajustado. Diminuindo-se o módulo elástico e a tensão de escoamento é possível melhorar o resultado, conforme mostra a figura 2.10.

Porém, na transição da região elástica para a região plástica, percebe-se que o modelo bilinear não foi capaz de representar a curva suave que ocorre experimentalmente, já que nesse modelo a derivada da curva de $\sigma \times \epsilon$ no ponto de escoamento apresenta uma descontinuidade em virtude da diferença acentuada entre os módulos elástico e plástico. Apesar disso, nota-se grande semelhança entre as curvas em relação a inclinação da curva de tensão-deformação com o aumento do deslocamento.

O procedimento adotado foi o de discretizar a curva numérica após o escoamento plástico em duas regiões, ajustando um novo módulo de encruamento intermediário ao módulo elástico e ao módulo de encruamento determinado através do ensaio de tração. Como se vê na figura 2.11, o resultado pode ser considerado altamente positivo.

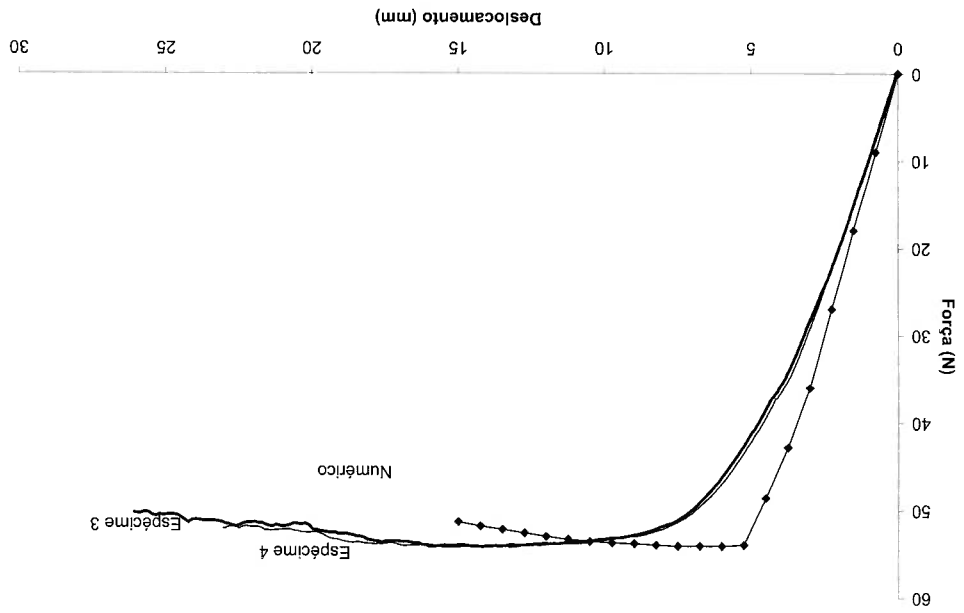


Figura 2.9: Curvas experimentais (espécimes 3 e 4) e numérica obtidas com o ensaio de flexão em 3 pontos utilizando modelo bilinear.

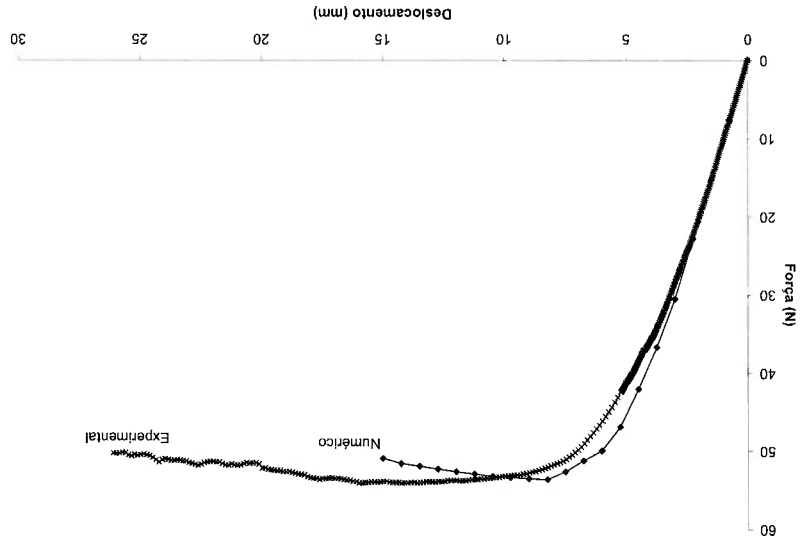


Figura 2.10: Curvas experimental e numérica obtidas com o ensaio de flexão em 3 pontos após ajustes realizados no módulo elástico e na tensão de escoamento.

Os valores apresentados na tabela 2.1 mostram que o desvio dos resultados para o ensaio de flexão realizado nos corpos de prova do *Mat1* é pequeno e menor que os verificados nos ensaios de tração. Isso se deve à facilidade na obtenção dos espécimes de flexão, já que eles não sofrem o processo de usinagem pela qual passam os corpos de tração. O ensaio de tração necessita ainda a fixação do corpo de prova, o que requer que as garras estejam alinhadas para garantir a axialidade durante a aplicação do carregamento.

Em virtude dos critérios de escoamento e dos modelos numéricos disponíveis

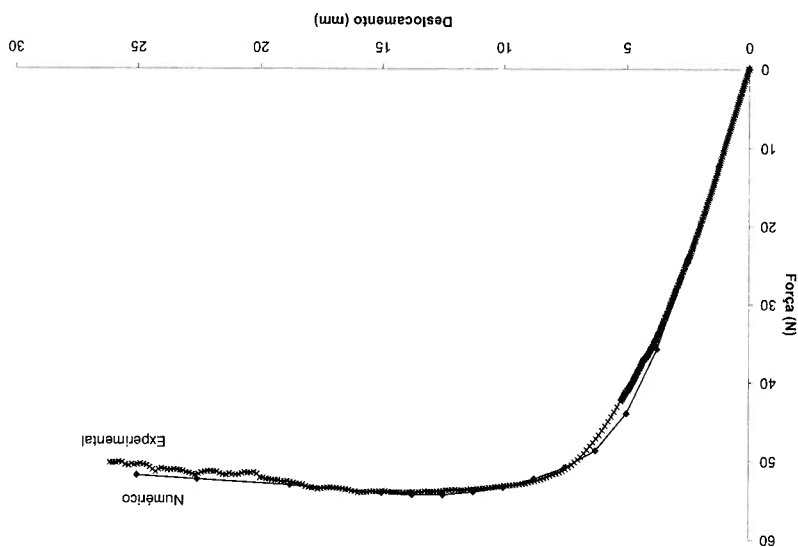
Tração(<i>Mat1</i>)		Flexão(<i>Mat1</i>)		Tração(<i>Mat2</i>)	
Especime	1	2	3	4	5
σ_y (MPa)	138	133.1	120	119.7	168
E (GPa)	76.7	75.1	63	63	84.1
E_h (MPa)	123.3		3600($0 \leq \epsilon^p \leq 0.01$)		1300($0 \leq \epsilon^p \leq 0.05$)
			123.3($\epsilon^p > 0.01$)		0($\epsilon^p > 0.05$)

Tabela 2.1: Valores obtidos através dos ensaios experimentais.

O material empregado nos tubos quadrados (*Mat2*) foi testado apenas sobre tração. O resultado está apresentado na figura 2.12, onde se nota que a transição da região elástica para a plástica nesse material ocorre de forma menos suave que a curva do *Mat1*. Nesse gráfico estão plotados as curvas $\sigma_N \times \epsilon_N$ de engenharia (equações 2.2 e 2.3), $\sigma_{Leq} \times \epsilon_{Leq}$ logarítmica (expressão 2.5), e o modelo bilinear. Na região elástica a diferença entre elas é imperceptível, entretanto com o aumento da deformação as curvas se distanciam.

Desse modo, os ensaios realizados permitiram obter as constantes mecânicas dos materiais *Mat1* e *Mat2*, conforme indicado na tabela 2.1

Figura 2.11: Curvas experimental e numérica obtidas com o ensaio de flexão em 3 pontos utilizando modelo trilinear.



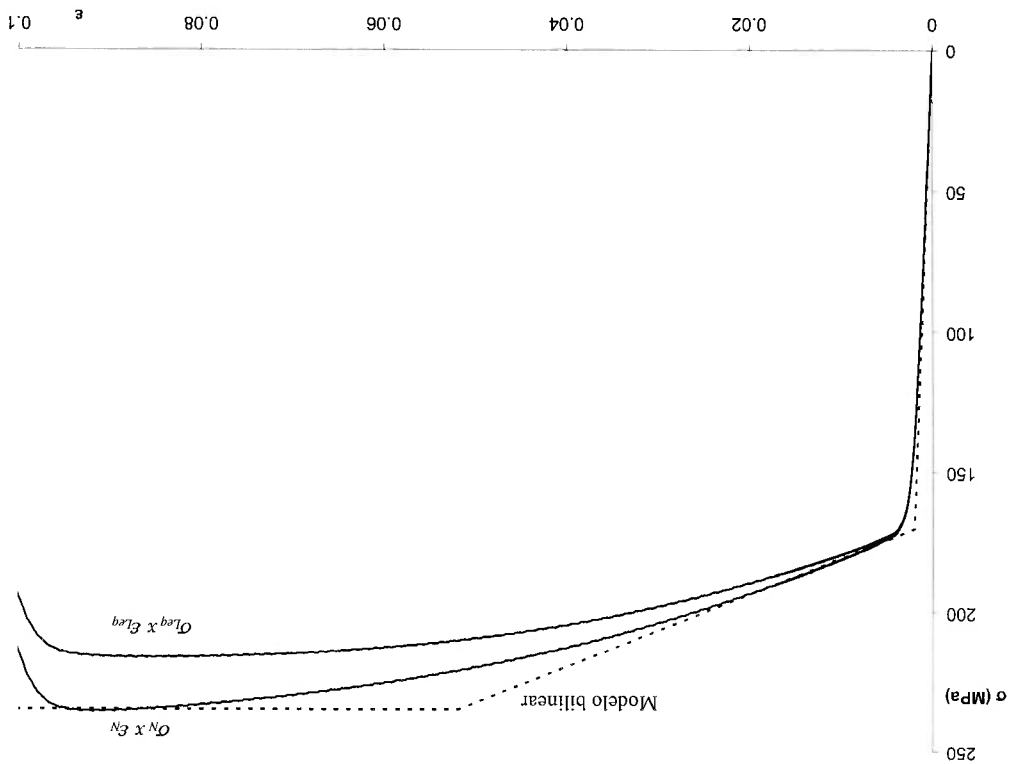


Figura 2.12: Curvas experimentais e numérica de $\sigma \times \epsilon$ obtidas com o ensaio de tração para o *Mat2*, espécime 5.

para metais implementados no programa Abaqus não fazer a distinção entre carregamentos de tração e de compressão, o procedimento realizado permite obter valores equivalentes para os parâmetros elástico e plástico do material. É preciso lembrar que, apesar de pequeno no caso do alumínio, a tensão de escoamento tende a sofrer um aumento proporcional à taxa de deformação, o mesmo podendo ocorrer com o encruamento do material.

O ensaio de flexão proposto se mostrou, portanto, prático e viável de ser realizado. Ele serve como complemento ao ensaio de tração, pois a simplicidade na sua realização facilita a reprodução do ensaio experimental através de elementos finitos. No capítulo 4 algumas simulações realizadas para avaliar a utilização dos parâmetros obtidos por meio desse procedimento, no caso de impacto axial, serão analisadas.

Capítulo 3

EXPERIMENTOS EM PERFIS ABERTOS

Neste capítulo são abordados os aspectos técnicos e os resultados envolvendo os testes experimentais realizados nos perfis abertos de alumínio (*Mat1*). São apresentadas detalhes dos equipamentos mecânicos utilizados, com ênfase no martelo de queda livre.

3.1 Equipamentos

Os perfis de alumínio de seção aberta apresentados na figura 3.1(a) foram obtidos a partir de uma chapa plana de largura e espessura nominal de 204mm e 1.5mm, respectivamente. A convergência utilizada ao longo do texto para designar os perfis abertos é a seguinte:

(A, B ou C)L,

onde A, B e C representam a relação $X/Y_1 = X/Y_2$ e correspondem, respectivamente, a valores nominais de 1, 2 e 3. L é o comprimento inicial livre do perfil, de modo que A250 é, por exemplo, um perfil aberto com relação $X/Y = 1$ e comprimento inicial de 250mm.

As condições de contorno (CC) utilizadas nos ensaios ficaram limitadas aos casos (F-F), livre nas duas extremidades do perfil, e (C-F), engastado na plataforma e livre na extremidade em contato com a massa de impacto. O dispositivo utilizado para realizar esse engaste pode ser visto na figura 3.1(b).

Um dispositivo similar também foi construído para que fosse realizado o engaste na extremidade que receberia o impacto da massa de impacto (c-c). Entretanto, durante os testes, notou-se a necessidade de reprojeter esse dispositivo por causa da ocorrência de interferência com as guias do martelo. Por esta razão o caso (c-c) não foi explorado.

A figura 3.2(a) mostra o martelo de queda livre, projetado e construído pelo GMSIE [71], utilizado nos testes dinâmicos de impacto. Esse equipamento permite realizar experimentos de modo a representar o impacto de um corpo em

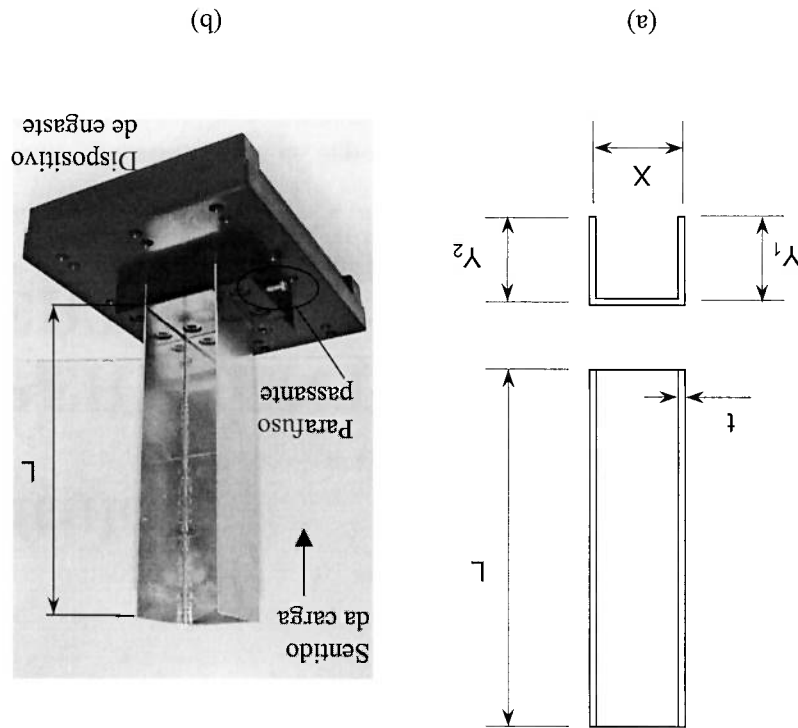


Figura 3.1: Detalhes (a) do perfil aberto e (b) do dispositivo de engastamento.

movimento contra a estrutura ¹.

O martelo de queda livre utilizado consiste basicamente de duas guias sustentadas verticalmente em relação ao solo por duas vigas de perfil I de dez metros de comprimento individual. As vigas são ligadas a uma estrutura rígida que garante que elas permaneçam paralelas entre si.

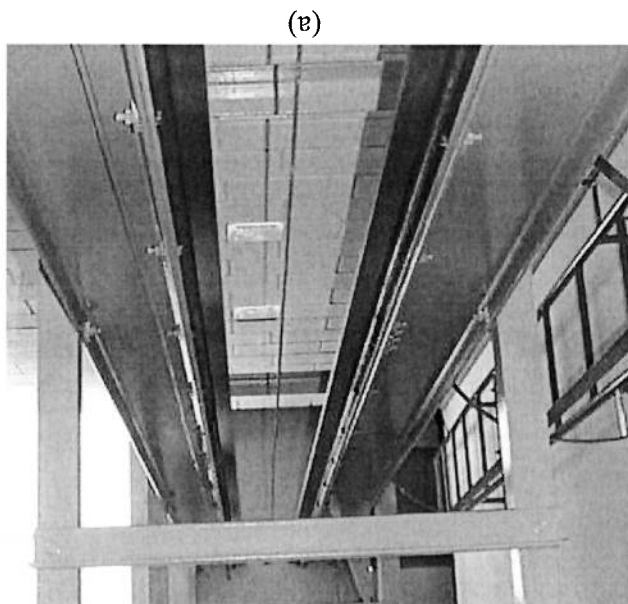
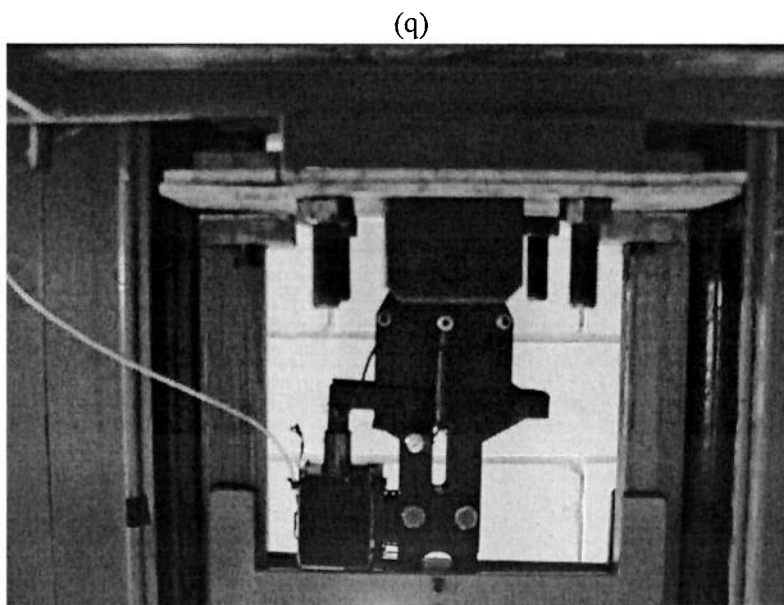
Entre essas guias existem duas chapas de aço, que correm nas guias através de mancais de deslizamento. As massas do martelo possuem 4 furos passantes, por onde são fixadas através de rosca nas duas chapas de aço, formando um conjunto livre para se deslocar somente na direção vertical. A massa total desse conjunto (G) pode ser alterada através da adição ou da remoção de massas. A capacidade máxima atual do equipamento é de 200kg, permitindo que se atinja energias cinéticas (E_{cin}) no momento do impacto de até 19,6kJ.

Os corpos a serem ensaiados são apoiados sobre uma bigorna de 3700kg, composta de concreto e placas de aço, minimizando assim as perdas de energia para a fundação. Um motor elétrico é conectado a um tambor na qual se encontra enrolado um cabo de aço. Na extremidade desse cabo um gancho articulado, conectado à chapa de aço do conjunto G , é responsável por sustentar e movimentar a massa de impacto, conforme a figura 3.2(b). Um pistão eletromagnético movimenta o mecanismo responsável por abrir o gancho e liberar a massa, que percorre as guias em um movimento de queda livre.

Um computador é responsável tanto por controlar a posição da massa quanto por acionar o pistão do mecanismo articulado, através de um software desenvol-

¹ Em uma situação real, a estrutura em movimento poderia se chocar contra um objeto

Figura 3.2: (a) Vista geral do martelo e (b) detalhe do dispositivo de elevação e liberação de massa.



vido especificamente para esse martelo. A velocidade de impacto (V_0) é determinada através da equação de conservação de energia, ou seja

$$V_0 = \sqrt{2gz}$$

onde g é a aceleração da gravidade ($9,81\text{m/s}^2$) e z é a altura de queda livre de G , medido em relação ao topo do perfil sendo testado.

Para os ensaios quasi-estáticos, uma prensa hidráulica com capacidade de 300kN foi utilizada. Entretanto, esse equipamento possui uma limitação de curso, permitindo comprimentos máximos de $L = 640\text{mm}$.

3.2 Resultados

A influência da velocidade de impacto em determinar o modo de colapso dos perfis abertos foi explorado baseado em observações realizadas em experimentos de transição dos modos de flambagem de tubos circulares sujeitos à impacto axial [58, 64], que mostram que quanto maior a velocidade de impacto maior é a estabilidade do tubo. As massas de impacto utilizadas variaram de $G = 21\text{kg}$ à $G = 131\text{kg}$, com a tabela 3.1 apresentando a geometria completa dos perfis ensaiados, e a figura 3.3 os resultados obtidos.

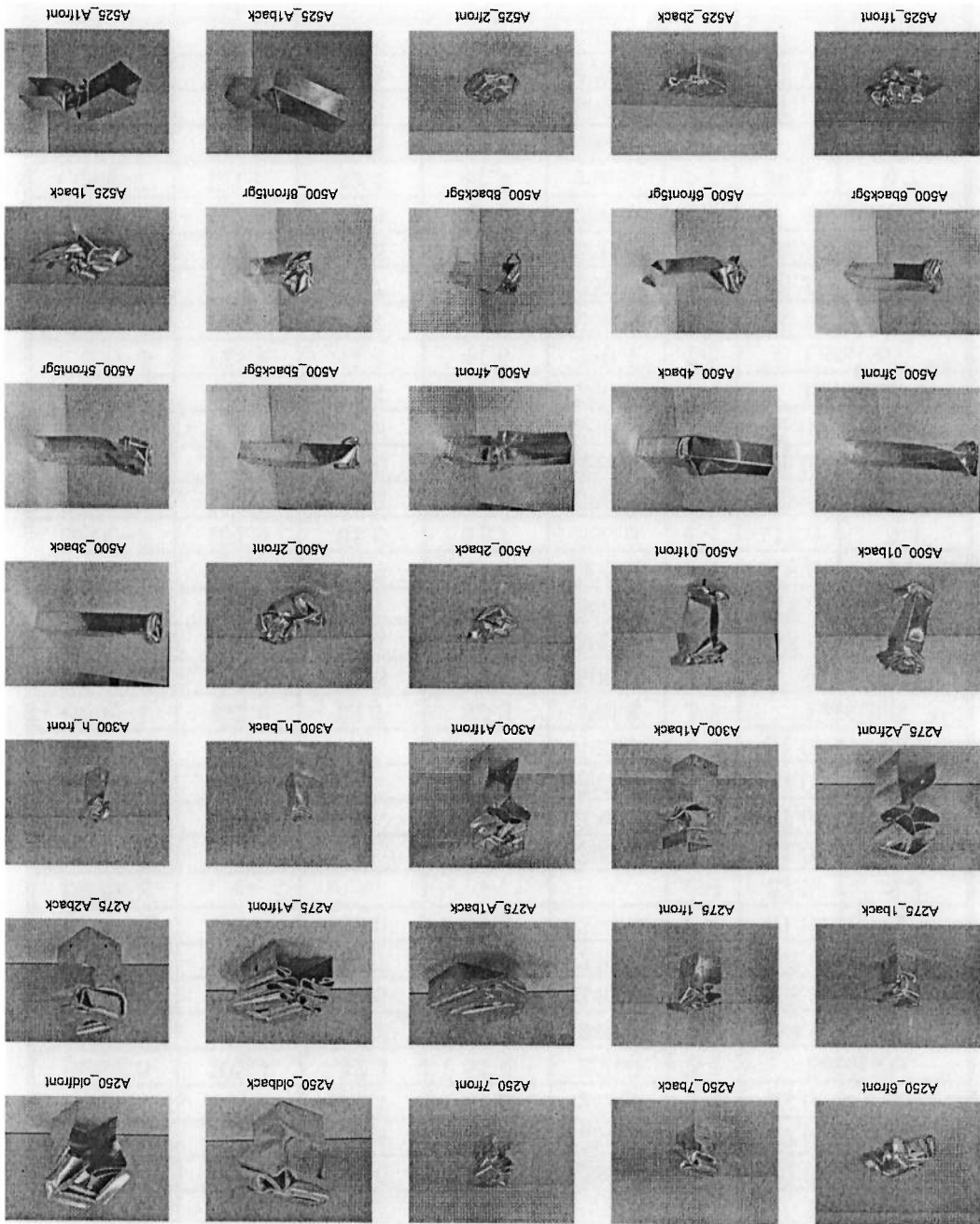
Tabela 3.1: Dados experimentais dos perfis abertos.

Especime	X(mm)	Y ₁ (mm)	Y ₂ (mm)	L(mm)	CC	G(kg)	V ₀ (m/s)
A250-4	68.4	69.0	68.0	249.9	f-f	Estático	
A250-5	66.2	68.7	69.3	250.0	f-f	Estático	
A250-6	66.6	69.5	69.1	250.2	f-f	22.0	12.1
A250-1	67.7	69.0	69.4	250.2	f-f	22.0	12.5
A250-2	67.0	68.9	69.6	250.6	f-f	22.0	12.5
A250-7	67.6	67.9	67.8	250.1	c-f	Estático	
A250-oid	-	-	-	-	c-f	118.0	3.5
A275-A2	70.8	69.7	69.7	276	c-f	118.0	3.5
A275-A1	66.4	69.5	69.4	276	c-f	118.0	3.6
A275-1	66.6	68.1	68.8	275.3	c-f	22.0	8.3
A300-h	-	-	-	-	f-f	22.0	8.3
A300-A1	71.1	67.8	67.7	300.0	c-c	31.0	8.5
A500-3	68.0	68.5	68.8	500.1	f-f	Estático	
A500-5	67.1	69.0	68.7	502.0	f-f	Estático	
A500-6	69.0	68.3	68.8	500.1	f-f	Estático	
A500-8	69.0	68.4	68.9	500.2	f-f	Estático	
A500-01	-	-	-	-	f-f	22.0	11.7
A500-2	67.0	69.2	69.1	501.1	f-f	22.0	12.1
A500-4	68.4	68.5	68.4	500.2	c-f	Estático	
A525-A1	71.1	69.7	69.5	527.0	c-f	Estático	
A525-1	-	-	-	-	c-f	118.0	6.3
A525-2	-	-	-	-	c-f	118.0	11.7

continua na próxima página

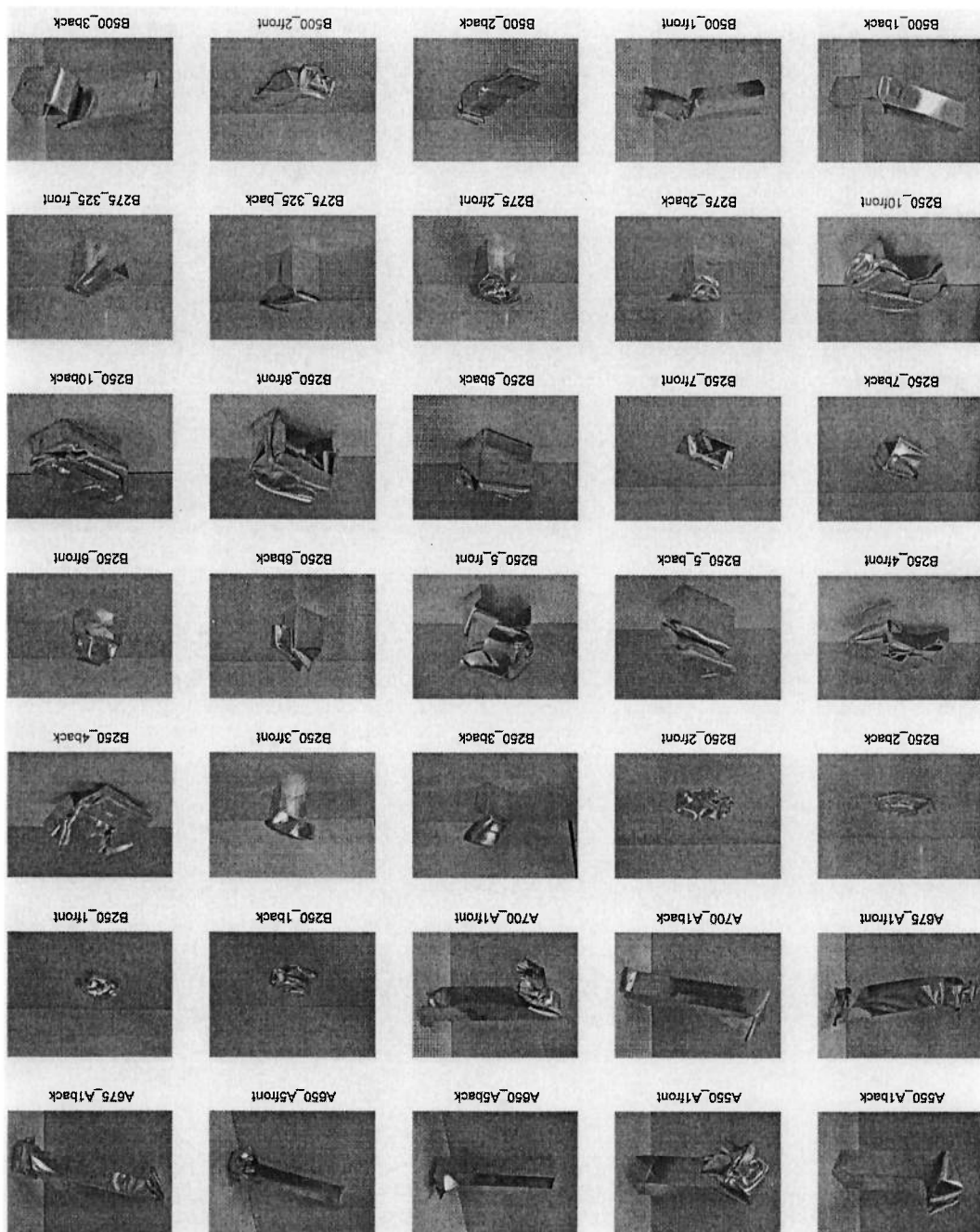
continuação da página anterior							
Especime	X (mm)	Y ₁ (mm)	Y ₂ (mm)	L (mm)	CC	G (kg)	V ₀ (m/s)
A550-A1	71.8	69.6	69.3	549.0	F-F	Estático	
A650-A5	-	-	-	-	F-F	Estático	
A675-A1	-	-	-	-	c-f	31.0	12.2
A700-A1	71.6	69.5	69.7	-	c-c	31.0	12.2
B250-3	101.7	51.7	52.4	250.0	F-F	Estático	
B250-11	-	-	-	-	F-F	Estático	
B250-7	101.8	51.6	52.1	249.9	F-F	22.0	8.3
B250-6	102.7	51.4	51.6	250.1	F-F	22.0	8.5
B250-1	102.0	51.3	51.8	249.9	F-F	22.0	8.9
B250-5	102.1	52.3	51.6	250.0	c-f	Estático	
B250-4	102.5	51.7	51.3	249.9	c-f	118.0	3.5
B250-8	102.6	51.6	51.2	249.8	c-f	118.0	3.5
B250-2	101.9	51.7	51.5	249.1	c-f	118.0	5.4
B250-10	102.5	52.0	51.3	250.0	c-f	31.0	12.2
B275-2	-	-	-	-	c-f	22.0	8.3
BS2-300	-	-	-	300.0	c-f	31.0	12.2
BS2-338	-	-	-	338.0	c-f	31.0	12.1
BS2-347	-	-	-	347.0	c-f	31.0	12.2
BS2-400	-	-	-	400.0	c-f	31.0	12.2
B500-1	102.2	51.7	52.0	499.8	F-F	Estático	
B500-3	102.5	51.6	51.3	500.0	c-f	Estático	
B500-4	101.5	51.4	51.9	500.2	c-f	118.0	3.5
B500-6	101.9	51.7	52.0	500.0	c-f	118.0	5.7
B500-2	102.7	52.1	51.6	500.2	c-f	118.0	6.3
B500-7	101.9	51.6	51.7	500.0	c-f	118.0	8.4
B500-5	102.1	51.5	51.5	500.0	c-f	118.0	11.7
B500-8	102.3	51.6	52.0	499.8	c-f	31.0	12.2
B500-9	101.2	52.0	51.8	500.0	c-c	31.0	12.2
C250-2	122.0	41.4	42.0	250.3	F-F	Estático	
C250-3	122.8	41.4	41.6	250.4	F-F	Estático	
C250-4	121.7	42.1	41.6	250.9	F-F	21.1	8.8
C250-6	122.3	42.7	41.3	250.0	F-F	36.2	6.7
C250-5	121.0	42.3	41.9	250.3	F-F	36.2	8.8
C250-1	122.0	41.8	41.3	250.0	c-f	Estático	
C250-7	121.6	42.4	41.9	250.0	F-F	36.2	6.7
C500-5	122.6	41.3	41.4	499.7	F-F	Estático	
C500-6	121.2	42.3	41.7	500.0	F-F	21.1	4.0
C500-7	122.4	41.3	41.4	499.8	F-F	21.1	5.9
C500-8	121.5	41.5	42.3	499.7	F-F	21.1	8.3
C500-4	121.7	41.9	41.5	499.8	c-f	Estático	
C500-1	121.6	41.8	41.5	499.4	c-f	22.0	8.3
C500-9	122.0	41.8	42.0	500.0	c-f	36.2	6.7

continua na próxima página



Especime	X (mm)	Y ₁ (mm)	Y ₂ (mm)	L (mm)	CC	G (kg)	V ₀ (m/s)
C500-10	121.5	41.8	42.0	499.7	c-f	36.2	11.7
C500-3	122.1	41.8	41.3	499.6	c-f	22.0	11.7
C500-2	123.0	41.4	41.3	499.5	c-f	22.0	11.7

continuação da página anterior



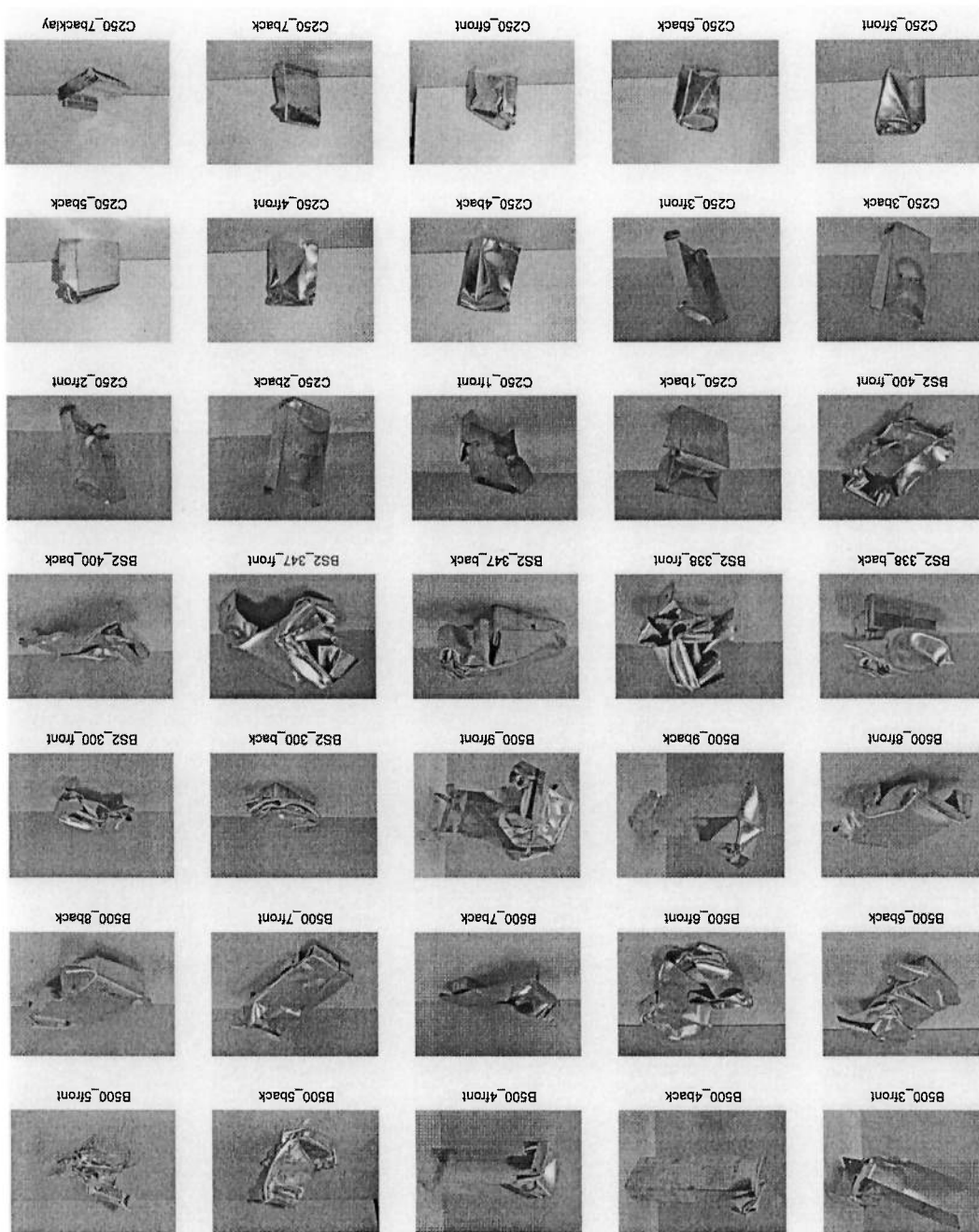
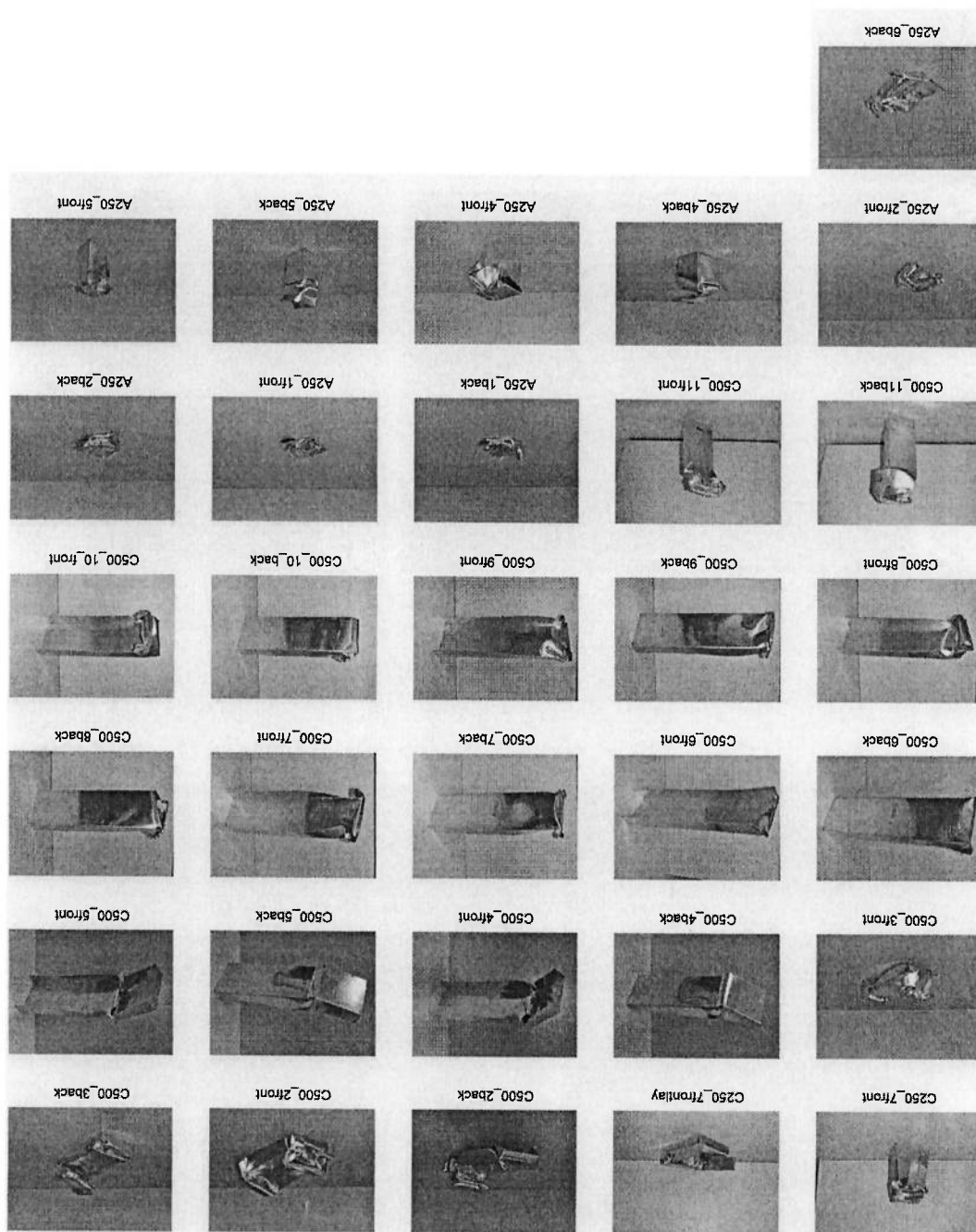


Figura 3.3: Resultado do carregamento aos perfis abertos da tabela 3.1.



Tanto para o caso estático quanto para o caso dinâmico houve uma repetibilidade dos resultados experimentais para todos os perfis ensaiados, conforme resultados das figuras 3.4 e 3.5.

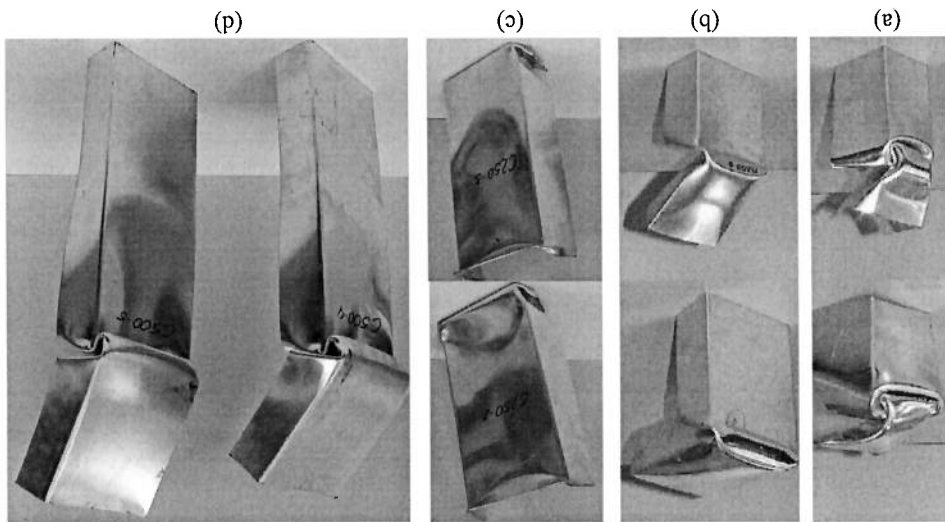


Figura 3.4: Repetibilidade dos ensaios estáticos realizados nos perfis (a) A250 (F-F), (b) B250 (F-F), (c) C250 (F-F) e (d) C500 (F-F).

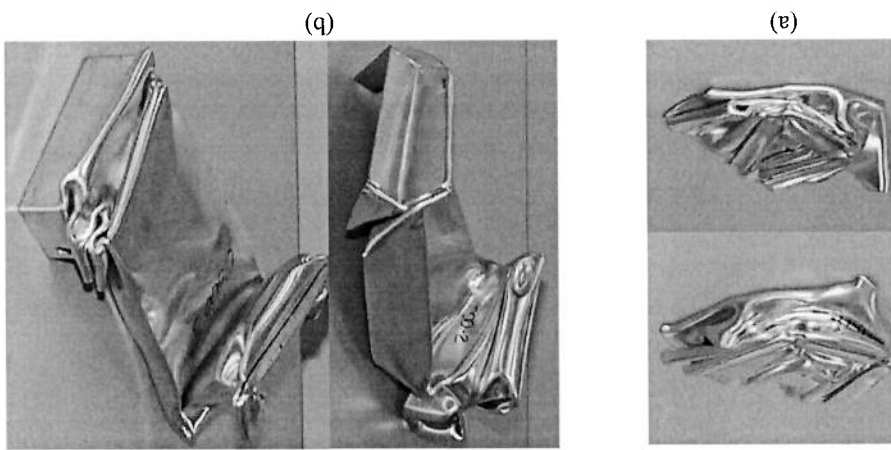


Figura 3.5: Ensaios dinâmicos ($G = 22\text{kg}$ e $V_0 = 11.7\text{m/s}$) realizados nos perfis (a) A250 (F-F) e (b) C500 (C-F).

Os ensaios estáticos para o caso (C-F), apresentados na figura 3.6, mostram que o engastamento altera significativamente o modo de flambagem quando comparados com os respectivos resultados obtidos para o caso (F-F) da figura 3.4. Na situação (F-F), o perfil C250 apresentou a formação de dobras localizadas nas duas extremidades do perfil, causando o deslizamento e a perda de contato nessas extremidades. Já na configuração (C-F) a dobra ocorreu na região central do perfil, e a extremidade superior se manteve em contato permanente com a prensa.

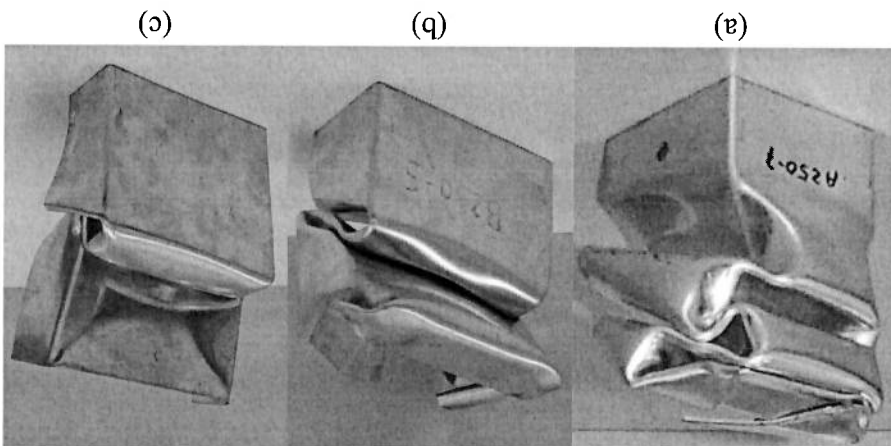


Figura 3.6: Ensaios estáticos realizados nos perfis (a) A250 (c-f), (b) B250 (c-f) e (c) C250 (c-f).

No caso dinâmico, o perfil A500 (f-f) da figura 3.7(b) também apresentou a formação de dobras nas duas extremidades do perfil, porém isso não causou uma desestabilização do perfil.

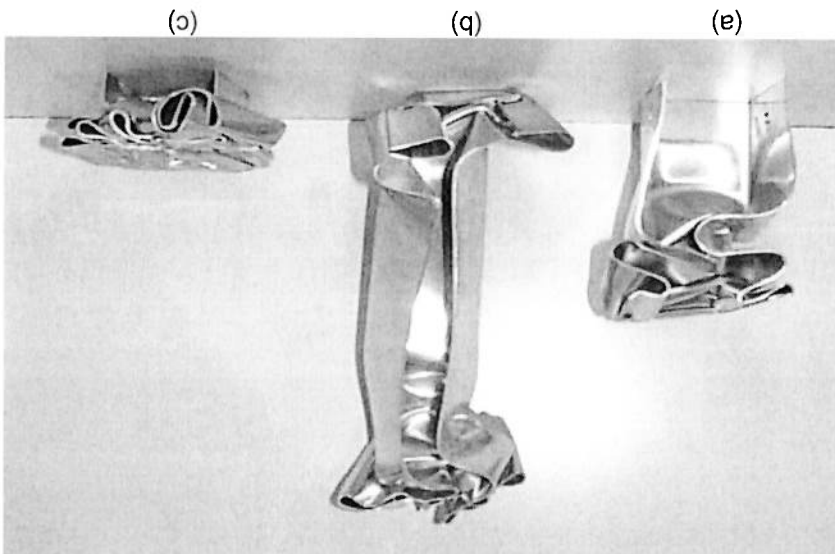


Figura 3.7: Perfis (a) A250 (c-f), $G = 22\text{kg}$ e $V_0 = 8.3\text{m/s}$, (b) A500 (f-f), $G = 22\text{kg}$ e $V_0 = 11.7\text{m/s}$, e (c) A500 (c-f), $G = 118\text{kg}$ e $V_0 = 11.7\text{m/s}$.

As figuras 3.7(a), 3.7(b) e 3.7(c) são os resultados dos ensaios com os perfis A após serem carregados com energias cinéticas (E_{cn}) de 757.8J, 1505.8J e 8076.5J, respectivamente. Esses resultados experimentais foram utilizados para calibrar o modelo de elementos finitos, conforme descrito no capítulo 4.

Comparando-se as figuras 3.5(b) e 3.7(b), o perfil A500(f-f) é claramente mais estável do que o perfil C500(c-f). Nos testes realizados, estáticamente e dinamicamente, o perfil A não apresentou colapso global, diferentemente do perfil C, que apresentou forte tendência à formação de rótulas localizadas.

Ensaio realizado com os perfis C na situação (f-f) mostram que o ensaio dinâmico é capaz de aumentar a estabilidade do perfil, mas apenas nos casos de baixas energias. Com o aumento da energia de impacto, o perfil perde contato com a bigorna, dando a falsa impressão de que o colapso é progressivo. Pode-se compreender o que ocorre analisando o perfil C500 (c-f) da figura 3.5(b), onde verificamos que o engastamento impediu que ocorresse a perda de contato da base do perfil com a bigorna, causando entretanto um momento elevado na base do perfil, impedindo que o material absorvesse toda a energia através de dobras progressivas.

Para explorar a influência do comprimento do perfil no modo de colapso, perfis B com comprimentos no intervalo entre $L = 250\text{mm}$ e $L = 500\text{mm}$ foram testados com uma massa de $G = 31\text{Kg}$ com $V_0 = 12.2\text{m/s}$, na condição (c-f). A figura 3.8 apresenta um valor aproximado de $L_{cr} = 347\text{mm}$ como sendo o comprimento de transição entre a flambagem progressiva e a global. Essa constatação será analisada através das simulações numéricas, visando obter uma faixa de transição para outras relações entre massa e velocidade de impacto.

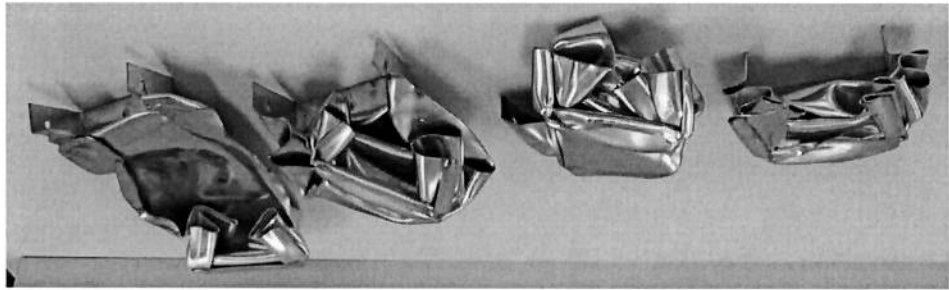


Figura 3.8: Impacto de $G = 31\text{Kg}$ com $V_0 = 12.2\text{m/s}$ nos perfis (a) B300 (c-f), (b) B338 (c-f), (c) B347 (c-f) e (d) B400 (c-f).

Capítulo 4

ANÁLISE NUMÉRICA DE PERFIS ABERTOS

Este capítulo descreve o desenvolvimento do modelo numérico implementado para as simulações dos perfis abertos, e relata os resultados obtidos. As simulações permitem explorar o efeito de impactos realizados com massas e velocidades im-possíveis de serem obtidas com o martelo de queda livre.

A teoria não-linear envolvida e detalhes a respeito do elemento de casca e dos procedimentos utilizados são apresentados no anexo.

4.1 Modelagem numérica

Os perfis abertos foram modelados utilizando um elemento de casca de propósito geral denominado no ABAQUS de S4R, adequado para grandes deformações. Elementos de massa foram adicionados aos nós dos elementos rígidos da massa de impacto, sendo a força da gravidade considerada no momento da aplicação da carga.

O contato entre superfícies foi realizado considerando-se a existência de uma superfície deformável e outra rígida. Assim, os dois contatos entre superfícies que ocorreram foram entre a extremidade inferior (deformável) com a bigorna (rígida) e entre a extremidade superior (deformável) com a massa de impacto (rígida). Na versão explícita utilizada, o contato próprio que ocorre entre as partes durante a deformação do perfil é automaticamente levado em consideração pelo ABAQUS. A integração foi realizada com o uso de 5 pontos ao longo da espessura e o critério de escoamento escolhido foi o de von Mises.

O modelo constitutivo adotado foi o bilinear obtido no ensaio de tração do material *Mat1*, descrito no capítulo 2. Um teste de convergência foi realizado chegando ao tamanho de 5mm para o elemento finito, mantendo-se a relação $largura \times comprimento$, para uma determinada relação X/Y , sempre constante. Dessa forma, o incremento de comprimento ΔL ficou restrito em razão da di-

mensão imposta pelo elemento da malha.

Todas as simulações foram realizadas em uma estação de trabalho Compaq Alpha XP1000 com sistema operacional Tru64 UNIX, através de arquivos de texto (extensão .inp). Não se utilizou nenhum modelo de dano, já que as fraturas

apresentadas pelo material em alguns ensaios experimentais ocorreram somente em virtude da concentração de tensão causada pelo furo realizado para a fixação no dispositivo de engaste.

Uma primeira simulação com o modelo denominado de Mesh 1 apresentou pouca correlação com o correspondente resultado experimental do perfil A250 (c-f), conforme mostrado na figura 4.1(a) e (d), respectivamente.

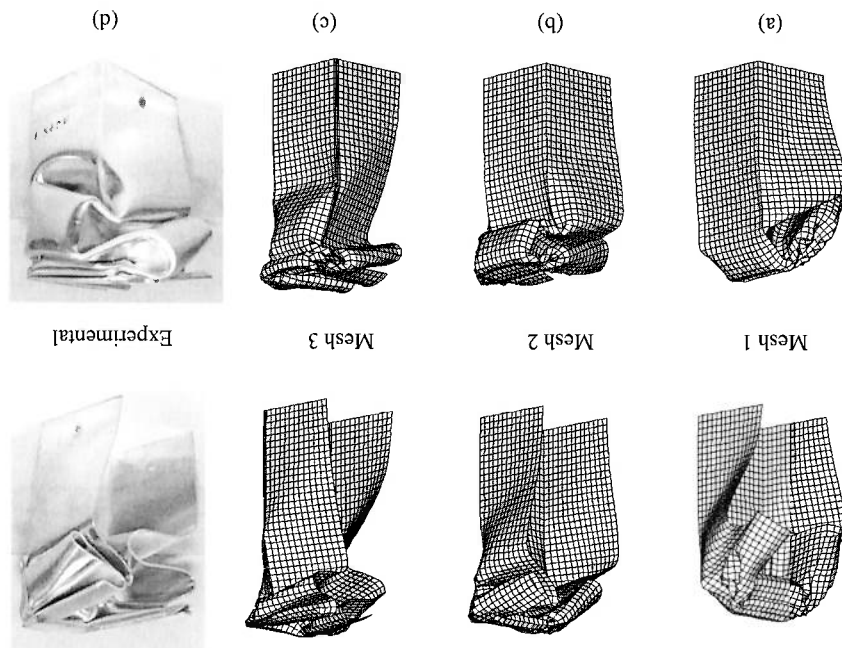


Figura 4.1: Perfil A250 (c-f) sujeito ao impacto de $G = 22\text{kg}$ com $V_0 = 8.3\text{m/s}$: (a) Mesh 1 - malha inicial; (b) Mesh 2 - malha com imperfeições geométricas; (c) Mesh 3 - malha com conformação mecânica; (d) Resultado experimental

Nos casos de carregamento axial de estruturas, a prática comum é utilizar imperfeições geométricas e métodos probabilísticos para eventos randômicos, minimizando os erros entre os resultados analíticos e numéricos em relação aos experimentais [72]. Assim, imperfeições ao longo do comprimento do perfil foram adicionados à malha Mesh 1, baseado em observações experimentais [73, 74] e seguindo procedimento similar à referência [64].

Segundo essas referências, os modos de fambagem utilizados para adição de imperfeição geométrica devem ser extraídos para o caso (f-I) com condições de contorno que impeçam a rotação nas extremidades do perfil. Os 3 primeiros modos assim obtidos para os perfis abertos A250 estão reproduzidos na figura 4.2.

No caso dos perfis abertos, existem estudos [75] que mostram a existência de modos de fambagem semelhantes ao terceiro modo obtido na figura 4.2, relacionados com a distorção da estrutura. O terceiro modo de fambagem para o perfil abertos pode explicar as dobras antissimétricas verificadas em alguns ensaios experimentais, sendo recomendado a sua utilização para caracterizar as imperfeições. Outros autores adicionam as imperfeições na forma de uma onda senoidal. Os

Figura 4.2: Sequência, da direita para a esquerda, dos três primeiros modos de vibração para perfil de seção aberta.

resultados obtidos por [76] são fornecidos através de valores adimensionais relacionados com a geometria de tubos quadrados. Modelando esses tubos quadrados foi possível obter as correspondentes amplitudes para os 3 primeiros modos de vibração da figura 4.2.

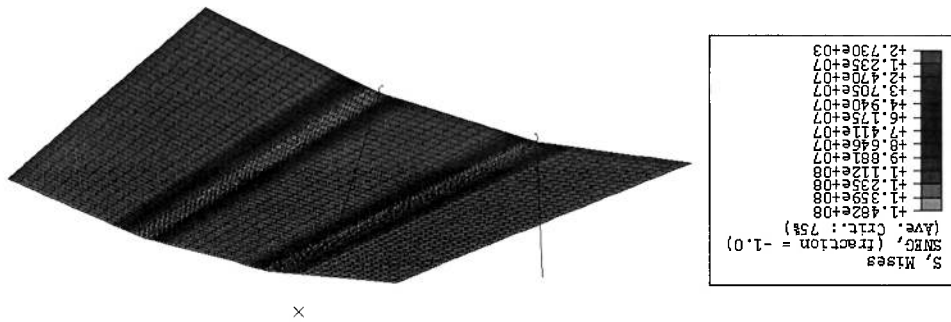
Assim, adotando-se amplitudes de $(L/3000)$ mm para o primeiro e segundo modo, e $(L/6000)$ mm para o terceiro, chegou-se ao resultado indicado no Mesh 2 da figura 4.1(b). A técnica adotada resultou numa boa semelhança visual com o resultado experimental, apesar do comprimento final do modelo utilizado na simulação ser maior que o obtido experimentalmente.¹

De forma rigorosa, devido ao processo de dobramento realizado para se obter os perfis abertos, os espécimes analisados não estão livres de tensões residuais [77, 78]. Assim, para se estudar o efeito das deformações localizadas nos cantos em 90°, realizou-se uma simulação numérica do processo de dobramento, tendo como consequência o escoamento e o encruamento do material na região das guinas, como pode ser verificado na figura 4.3. Essa malha, denominada de Mesh 3, foi posteriormente sujeita ao impacto axial e o resultado final pode ser conferido na figura 4.1(c).

Figura 4.3: Simulação numérica do dobramento da chapa para obtenção dos perfis abertos.

A simulação com a malha Mesh 3 requer uma análise complexa que demandaria muito tempo computacional para ser realizado em todos os perfis estudados e na faixa de variação de parâmetros pretendidas com essa pesquisa. Dessa forma,

¹ Outra forma seria medir diretamente do material essas imperfeições, utilizando-se de instrumentos de varredura de superfície.



considerando os resultados satisfatórios obtidos com o Mesh 2, optou-se por utilizar esse modelo nas simulações que se seguirão.

Todos os resultados para o caso (c-f) foram simulados desconsiderando o atrito entre as superfícies, entretanto um coeficiente de 0.2 foi necessário entre os contatos de superfícies para o caso (f-f), de forma que fosse possível garantir a permanência do modelo sobre a bigorna durante o impacto.

4.2 Resultados

Nenhuma transição visível entre a flambagem progressiva e global pôde ser notado para o perfil A nas simulações realizadas com diferentes valores de velocidade e de massa, mesmo para $L = 50\text{mm}$. Por outro lado, o perfil B apresenta algumas características de transição, como pode ser visto nas figuras 4.4 e 4.5 para os casos (f-f) e (c-f), respectivamente. Fica óbvio também que a deformação dos perfis B (c-f) é mais estável que a dos perfis B (f-f), como pode ser observado ao se comparar, por exemplo, os casos de impactos com velocidade de 3m/s nas figuras 4.4 e 4.5.

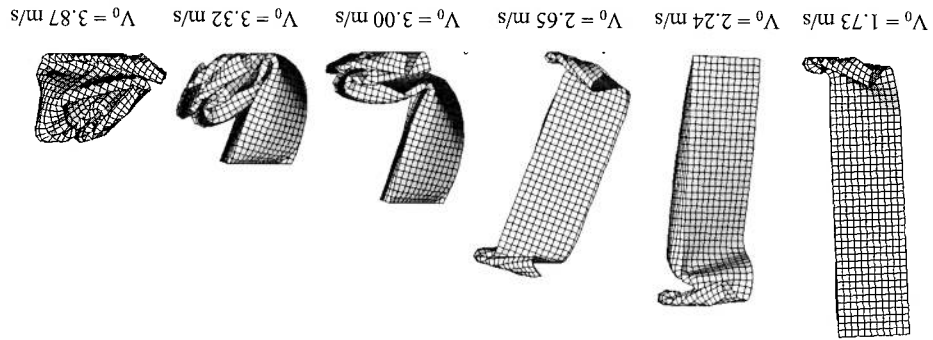


Figura 4.4: B250 (f-f) sujeito a $G = 200\text{kg}$ e V_0 conforme indicado.

O simples fato do perfil aberto não possuir simetria já seria suficiente para garantir seu colapso global. O perfil B (f-f) mostrado na figura 3.4(b), resultado da compressão em um prensa, indica claramente uma flambagem global. Esse comportamento pode ser obtido ao se simular numericamente o Mesh 2 com $G = 1 \times 10^7\text{kg}$ e $V_0 = 7.7\text{mm/s}$, conforme mostrado na figura 4.6(a). Nota-se grande semelhança com o colapso do tubo circular da figura 4.6(b), que apresenta transição para a flambagem progressiva, figura 4.6(c), com o aumento da velocidade. Para velocidades superiores aplicadas ao perfil aberto, figura 4.4, é possível notar que um aumento na velocidade de impacto também leva a um modo de colapso próximo à flambagem progressiva. Uma transição similar, de um modo mais instável para o progressivo, ocorreu para o perfil B (c-f) na figura 4.5.

Fixando a energia de impacto em 1444J , e variando o valor da massa de impacto e da velocidade, pode-se observar na figura 4.7 que não há uma única transição no modo de colapso para o perfil B (c-f). A figura 4.7 indica que diminuindo a massa de impacto, e consequentemente aumentando a velocidade

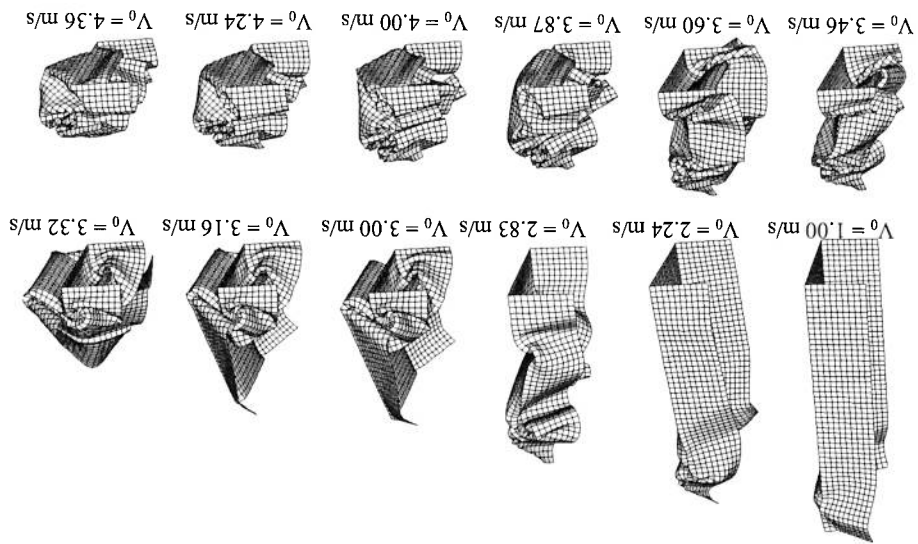


Figura 4.5: B250 (c-f) sujeito a $G = 200\text{kg}$ e V_0 conforme indicado.

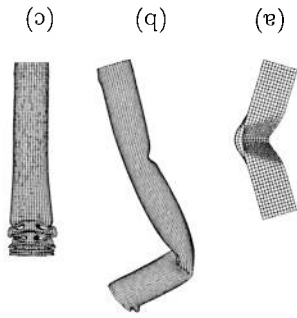


Figura 4.6: (a) B250 (f-f) submetido a $G = 1 \times 10^7\text{kg}$ e $V_0 = 7.7\text{mm/s}$; Mecanismo de colapso para tubos circulares de alumínio de comprimento $L = 450\text{mm}$: (b) $V_0 = 6.0\text{m/s}$, (c) $V_0 = 6.25\text{m/s}$ [64].

de impacto, é possível obter um modo de flambagem global (caso $G = 25\text{kg}$) mesmo para uma velocidade relativamente elevada de $V_0 = 10.75\text{m/s}$.

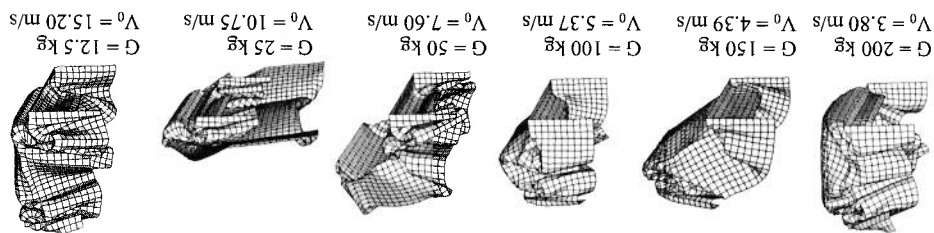


Figura 4.7: B250 (c-f) sujeito a $E^{cm} = 1444\text{J}$.

A referência [64] descreve um fenômeno chamado de “inverse response”, onde um aumento da velocidade de impacto em um intervalo compreendido na faixa de flambagem progressiva pode causar a ocorrência inesperada da flambagem global. A curva mostrando a ocorrência desse fenômeno está na figura 4.8.

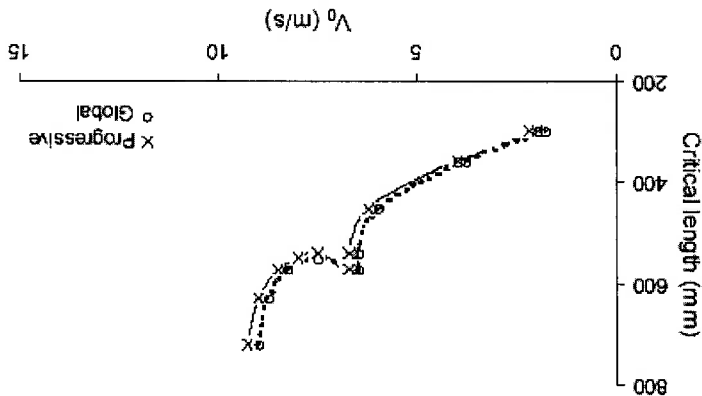


Figura 4.8: Curva de transição para tubos circulares [64].

É difícil afirmar com convicção se esse é o mesmo caso observado na figura 4.7 (caso $G = 25\text{kg}$), já que o comportamento dos perfis abertos quanto aos tipos de flambagem nem sempre fica bem definido dentro do conceito de flambagem global e progressiva, como ocorre com os tubos cilíndricos da figura 4.6(b) e 4.6(c).

4.3 Modelo constitutivo trilinear

Tendo em vista a boa correlação numérica/experimental para o perfil A da figura 4.1, a avaliação do efeito do modelo trilinear calibrado através do ensaio de flexão ficou restrito aos perfis B e C.

A figura 4.9 compara os dois modelos numéricos com o resultado experimental obtido, onde se percebe que ambos os modelos descrevem satisfatoriamente o comportamento dos perfis sujeitos a impacto. O modelo calibrado através do ensaio de flexão mostrou menor rigidez, representando melhor o deslocamento e a deformação final da estrutura. Isso é corroborado ao verificar o comportamento

nos perfis C, com a figura 4.10 mostrando a resposta do modelo trilinear ao impacto realizado em um perfil de comprimento $L = 500\text{mm}$.

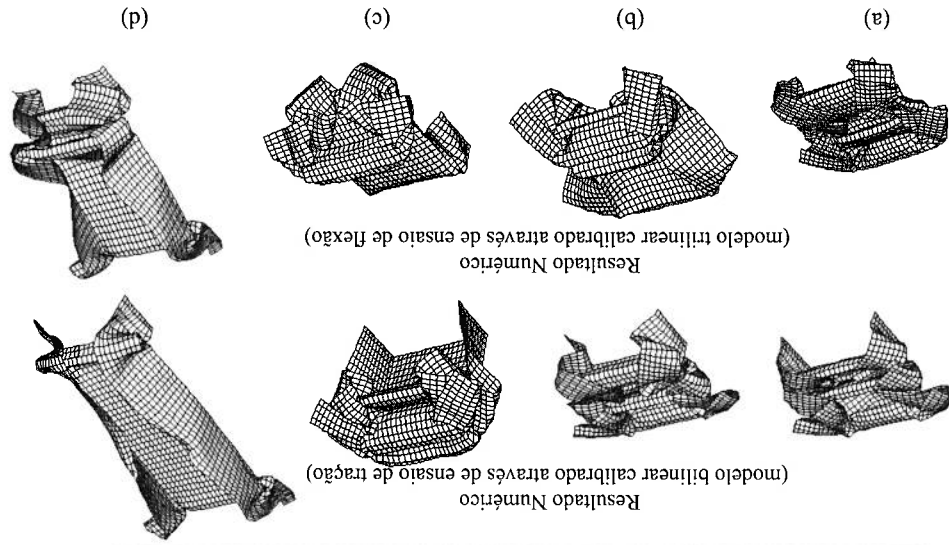
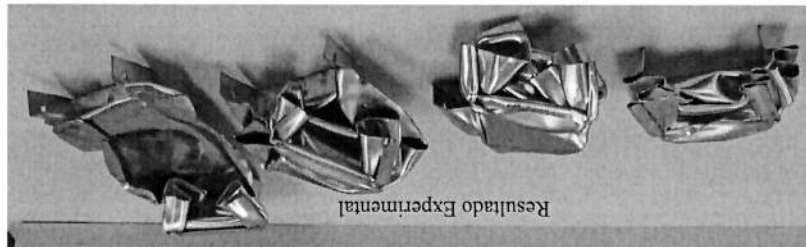


Figura 4.9: Resultados experimentais e numéricos para perfis (a) B300 (c-f), (b) B338 (c-f), (c) B347 (c-f) e (d) B400 (c-f). Todos os perfis foram sujeitos ao impacto de $G = 31\text{kg}$ com $V_0 = 12.2\text{ms}$.

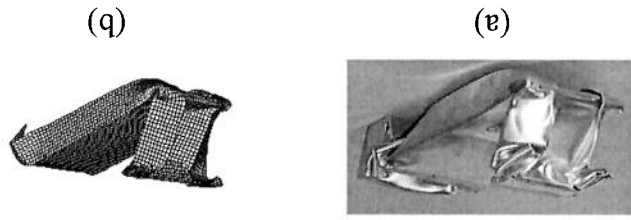


Figura 4.10: Resultado (a) experimental e (b) numérico para o perfil C500 (c-f) sujeito ao impacto de $G = 22\text{kg}$ com $V_0 = 11.7\text{m/s}$.



Capítulo 5

EXPERIMENTOS EM TUBOS QUADRADOS

São apresentados neste capítulo os resultados de ensaios experimentais estáticos e dinâmicos realizados em tubos de alumínio, visando analisar e verificar a transição da flambagem global para a progressiva.

5.1 Ensaios estáticos

Tubos de alumínio de seção transversal quadrada (T), com espessura de parede de 1,1mm e seção nominal de 25,4mm x 25,4mm (*Mat2*), foram submetidos a carregamentos estáticos para se determinar o comprimento crítico (L_{cr}) de flambagem. Os resultados estão apresentados na tabela 5.1 e na figura 5.1, que mostra no detalhe um corte realizado em um dos tubos que apresentou flambagem progressiva.

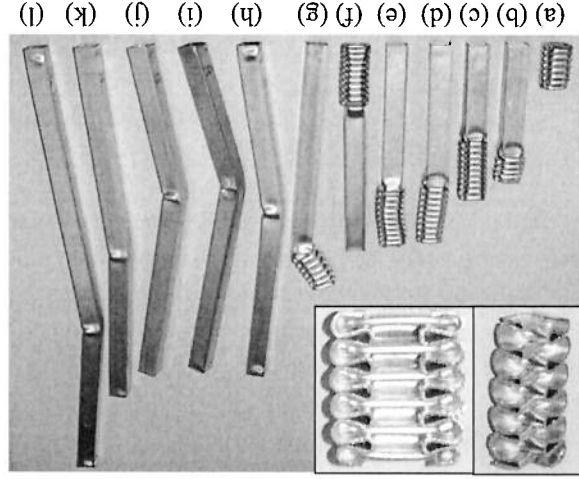


Figura 5.1: Flambagem de tubos de alumínio submetidos a compressão estática axial. Os comprimentos iniciais (L) são (a)200mm, (b)260mm, (c)400mm, (d)450mm, (e)459,5mm, (f)464mm, (g)465mm, (h)465,5mm, (i)467mm, (j)470mm, (k)500mm e (l)630mm. No detalhe (canto superior esquerdo), 1/4 e 1/2 corte do tubo após a compressão.

Tabela 5.1: Dados experimentais dos tubos quadrados ensaiados estaticamente.

Espécime	L (mm)	n_{prog}	n_{glob}	L_f (mm)	$2H$ (mm)
T1	200	14	0	54	10.4
T2	260	8.5	0	173	10.2
T3	400	20.5	0	196	10
T4	450	19.5	0	253	10.1
T5	459.5	19.5	0	260	10.2
T6	464	19.5	0	268	10.1
T7	465	12	1	335	10.8
T8	465.5	0	1	—	—
T9	467	0	1	—	—
T10	470	0	1	—	—
T11	500	0	1	—	—
T12	630	0	1	—	—
T13	190	—	—	—	—
T14	287	—	—	—	—

O processo para determinar o L_{cr} foi baseado nos resultados obtidos inicialmente com tubos apresentando $L = 200\text{mm}$ e $L = 630\text{mm}$. Os tubos foram simplesmente apoiados na base da prensa (f-f) e o critério adotado para se interromper o teste foi o completo esmagamento do tubo ou então a formação de 20 rótulas plásticas em faces perpendiculares, ou seja 10 rótulas em cada lateral do tubo.

Conforme se observa nas figuras 5.1(a) à (f), as dobras progressivas se iniciam sempre nas extremidades. A perturbação e a imperfeição geométrica causada pela deformação inicialmente progressiva, figura 5.1(g), é capaz de levar um tubo a flambar de modo global, conforme já constatado em trabalhos anteriores [56]. Entretanto acima desse comprimento nenhum tubo apresentou a formação de dobras progressivas. Nesses casos, indicados pelas letras (h) à (l) da figura 5.1, a ocorrência da dobra se dá próxima à região central do tubo, causando seu colapso global. A transição, $L_{cr} = 465\text{mm}$, foi obtida através de dois ensaios para cada um dos comprimentos, alterando-se o comprimento L em 0.5mm.

5.2 Ensaios dinâmicos

Os ensaios de impacto foram realizados utilizando o martelo de queda livre descrito no capítulo 3. A sequência de fotos das figuras 5.3 a 5.6 apresenta alguns dos resultados que estão relacionados na tabela 5.2, com a massa de impacto variando de $G = 65\text{kg}$ a $G = 131.8\text{kg}$. A condição de contorno utilizada nesses testes foi a (f-f), e os comprimentos escolhidos com base no L_{cr} .

A modificação da massa de impacto é interessante pois permite avaliar a influência de G na estabilidade dos tubos. No entanto, as massas disponíveis não permitem variações menores que 15kg entre os ensaios, impossibilitando manter

a energia constante com alterações pequenas na velocidade. Assim optou-se por fixar o valor de massa em $G = 97,9\text{kg}$, e somente variar o comprimento L e a velocidade V_0 .

Tabela 5.2: Dados experimentais dos tubos quadrados ensaiados dinamicamente.

Especíme	$L(\text{mm})$	$G(\text{kg})$	$V_0(\text{m/s})$	$E_{cin}(\text{J})$	n_{prog}	n_{glob}	L_f	$2H(\text{mm})$
T15	500	65	1,5	73,1	1	0	490	10
T16	500	65	3	292,5	4	0	457	10,75
T17	500	65	6,37	1318,7	19,5	0	290	10,77
T18	650	65	2	130	1	0	641	9
T19	650	131,8	2	263,6	0	1	-	-
T20	650	131,8	2,5	411,9	4	1	-	-
T21	650	131,8	3	593,1	6	1	-	-
T22	650	131,8	4	1054,4	16	1	495	9,69
T23	650	131,8	4,5	1334,5	21	1	445	9,76
T24	650	131,8	5	1647,5	10	2	-	-
T25	840	131,8	9	5337,9	9	1	730	12,22
T26	230	97,9	6	1762,2	8	0	152	9,75
T27	499	97,9	0,82	32,9	0	1	495	-
T28	500	97,9	0,89	38,8	2	0	497	1,5
T29	500	97,9	1	49	1	0	492	8
T30	500	97,9	1,22	72,9	1	0	489	11
T31	498	97,9	2	195,8	3	0	470	9,33
T32	500	97,9	5,19	1318,5	20	0	269	11,55
T33	599	97,9	1,22	72,9	2	0	580	9,5
T34	599	97,9	1,41	97,3	0	1	-	-
T35	745	97,9	1,41	97,3	0	1	-	-
T36	745	97,9	1,5	110,1	0	1	-	-
T37	745	97,9	1,53	114,6	2	0	716	14,5
T38	745	97,9	1,71	143,1	2	0	725	10
T39	745	97,9	2	195,8	3	0	715	10
T40	745	97,9	4	783,2	6	1	650	15,83
T41	745	97,9	6	1762,2	10	1	635	11
T42	745	97,9	9,94	4836,4	13,5	1	605	13,5
T43	840	97,9	1,41	97,3	0	1	840	-
T44	840	97,9	1,47	105,8	0	1	845	-
T45	840	97,9	1,53	114,6	0	1	-	-
T46	840	97,9	1,56	119,1	1	0	827	13
T47	840	97,9	1,71	143,1	1,5	0	820	13,33
T48	999	97,9	1,53	114,6	1	1	996	3
T49	999	97,9	1,55	117,6	1,5	0	981	12
T50	999	97,9	1,58	122,2	2	0	981	9
T51	999	97,9	1,64	131,7	2,5	0	982	6,8
T52	998	97,9	1,99	193,8	3	0	967	10,33

Esse parâmetro será utilizado novamente no capítulo 7, quando for abordado a teoria dos super-elementos. Na ausência de um dispositivo de engastamento apropriado para os tubos de seção transversal quadrada, foi utilizado uma morsa para verificar a influência da condição de contorno na formação das dobras. A figura 5.7 mostra os resultados obtidos, que serão úteis quando a teoria for discutida no capítulo 7.

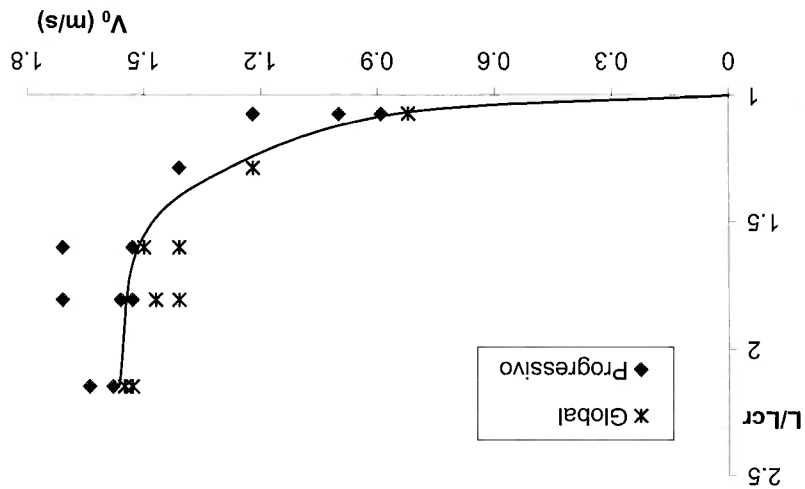
$$2H = \frac{L - L_f}{n_{prog}}$$

Nas tabelas 5.1 e 5.2 constam ainda o número de dobras progressiva (n_{prog}) e de dobras globais (n_{glob}) observadas. O comprimento $2H$ apresentados nas últimas colunas dessas tabelas fornece o comprimento necessário para a formação de uma rótula progressiva completa, e foi obtido através da divisão do comprimento comprimido pelo número de dobras, ou seja:

A curva indica, ainda, que na faixa de comprimentos abordada pelos experimentos, a velocidade de transição não se modifica sensivelmente para valores superiores a $L = 745\text{mm}$ ($L/L_{cr} = 1.6$). Deve ser ressaltado que o comprimento de transição para o modo progressivo para o global também é influenciado pela massa de impacto, portanto a curva obtida é apenas qualitativa.

A curva experimental mostra que a variação do comprimento de transição em função da velocidade de impacto cresce de forma exponencial. Para baixas velocidades o comportamento do tubo é muito próximo ao do ensaio estático, entretanto acima de 1m/s o comprimento de transição aumenta consideravelmente, chegando a ser 2.15 vezes maior que o L_{cr} obtido na prensa.

Figura 5.2: Curva de transição dinâmica experimental para $G = 97.9\text{kg}$.



Aumentando-se a velocidade de impacto, verificou-se um aumento do comprimento de transição dos tubos. Os valores de L , quando divididos pelo L_{cr} obtido nos ensaios estáticos, permite obter a curva da figura 5.2.

Figura 5.3: Tubos de $L = 500\text{mm}$ ensaiados com $G = 65\text{kg}$ e V_0 de (a) 1.5m/s , (b) 3m/s e (c) 6.37m/s . Tubos de $L = 650\text{mm}$ ensaiados com $G = 131.8\text{kg}$ e V_0 de (d) 2m/s , (e) 2.5m/s , (f) 3m/s , (g) 4m/s , (h) 4.5m/s e (i) 5m/s .

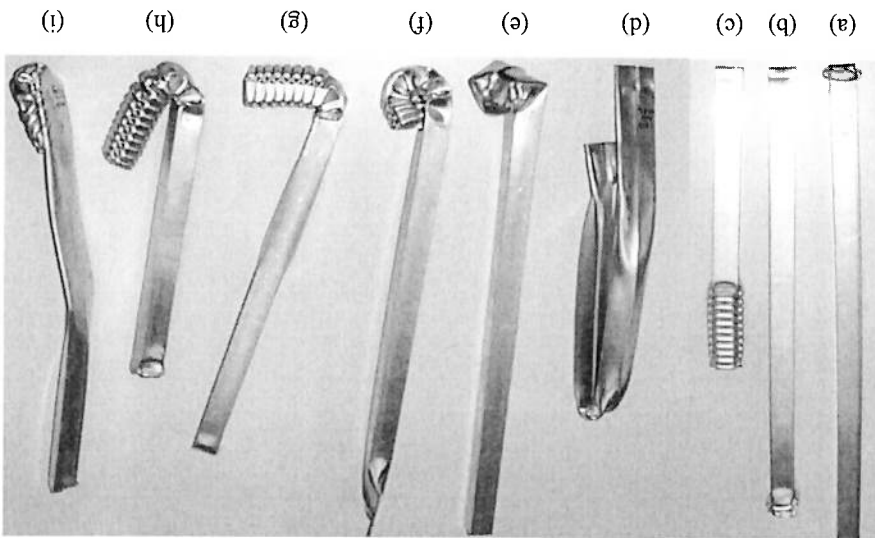


Figura 5.4: Tubos de $L = 500\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$ e V_0 de (a) 0.82m/s , (b) 0.89m/s , (c) 1m/s , (d) 1.22m/s e (e) 5.19m/s . Tubos de $L = 599\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$ e V_0 de (f) 1.22m/s e (g) 1.41m/s .

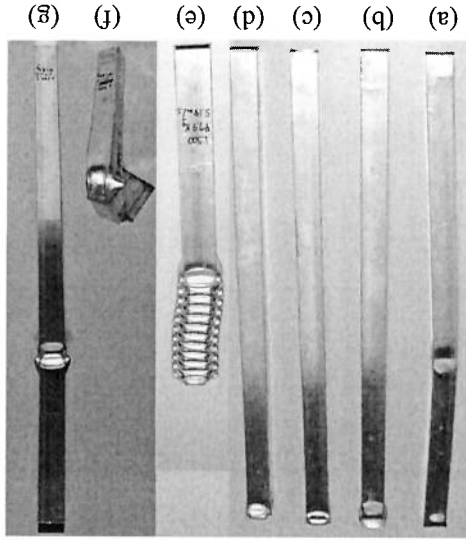


Figura 5.6: Tubos de $L = 840\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$ e V_0 de (a) 1.41m/s , (b) 1.47m/s , (c) 1.53m/s , (d) 1.56m/s e (e) 1.71m/s . Tubos de $L = 999\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$ e V_0 de (f) 1.53m/s , (g) 1.55m/s , (h) 1.58m/s e (i) 1.64m/s .

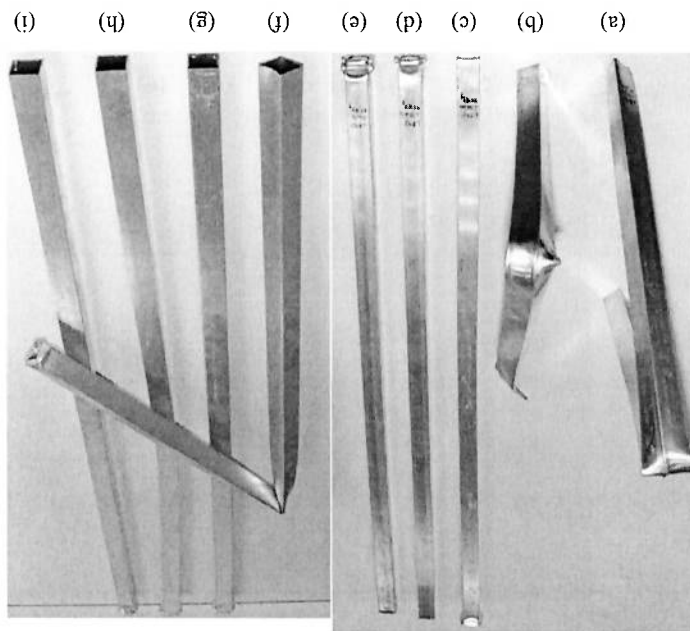
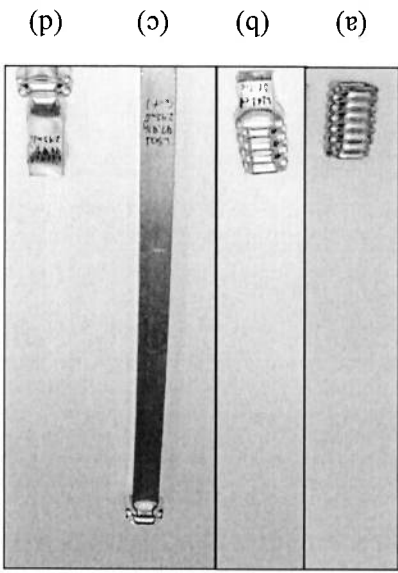


Figura 5.5: Tubos de $L = 745\text{mm}$ ensaiados com $G = 97.9\text{kg}$ e V_0 de (a) 1.41m/s , (b) 1.5m/s , (c) 1.53m/s , (d) 1.71m/s , (e) 2m/s , (f) 4m/s , (g) 6m/s e (h) 9.94m/s .



Figura 5.7: Ensaio estáticos em tubo de (a) $L = 200\text{mm}$ (f-f) e (b) $L = 161\text{mm}$ (c-f). Ensaio dinâmico, com $G = 97.9\text{kg}$ e $V_0 = 2.45\text{m/s}$, em tubos (c-f) de (c) $L = 501\text{mm}$ e (d) $L = 124\text{mm}$.





Capítulo 6

ANÁLISE NUMÉRICA DE TUBOS QUADRADOS

Os procedimentos realizados nas simulações numéricas dos tubos quadrados são apresentados neste capítulo. Algumas das características do modelo foram omitidas, já que são similares aos do perfil aberto, descritas no capítulo 4.

6.1 Procedimento numérico

O impacto axial nos tubos de seção quadrada foi simulado utilizando os modelos bilineares dos materiais *Mat1* e *Mat2*, determinados no capítulo 2. A espessura dos elementos foram de 1.5mm no caso do *Mat1*, e de 1.1mm no caso do *Mat2*. Elementos com arestas superiores a 5mm resultaram em distorções excessivas, implicando em erros numéricos e em alguns casos até mesmo impedindo a convergência do resultado, conforme apresentou a ferramenta de monitoração disponível no programa ABAQUS.

As simulações com elementos de 5mm apresentaram resultados satisfatórios, de modo que esse foi o tamanho adotado. Entretanto haviam duas opções quanto à modelagem: utilizar a mesma quantidade de elementos independente do comprimento (5×200 para cada lateral do tubo) ou fixar o tamanho do elemento próximo de 5mm.

No caso da primeira escolha foi necessário estimar o comprimento máximo a ser estudado, para que os demais comprimentos fossem modelados com o tamanho ótimo em termos computacionais. Nesse caso o tubo de menor comprimento (ou seja, L^m) seria o que apresentaria a malha com a maior densidade de elementos, com arestas ao longo do comprimento do tubo inferiores a 2mm. Notou-se que não havia alterações significativas nos resultados, entretanto o tempo de análise apresentava uma diferença superior a 200%, fazendo com que fosse vantajoso manter todos os elementos com dimensão de 5mm \times 5mm.

Diferentemente do perfil aberto, o fenômeno de flambagem global só pode ocorrer numericamente nos tubos quadrados caso existam no modelo imperfeições do material ou imperfeições geométricas que eliminem a simetria da estrutura. Os três primeiros modos elásticos de flambagem para um tubo de comprimento de 375mm (F-F) apresentando seção transversal de 25.4mm \times 25.4mm \times 1.5mm estão

as imperfeições, conforme detalhado na página 98 do anexo. A solução adotada foi determinar uma onda polinomial para descrever os deslocamentos no caso de se aplicar os fatores de escala baseados no comprimento pelo ABAQUS e baseada nas máximas rotações, podendo conduzir a resultados casca e diminuir-se as rotações dos nós. Em muitos casos, a normalização realizada do comprimento do tubo aumentou-se, consequentemente, o número de elementos de métrica do corpo. Entretanto, no caso de modelagem realizada, com o aumento de

Equações analíticas para os modos de flambagem dependem somente da geometria da seção transversal e da distribuição de propriedades materiais. A consequência da extração numérica dos modos de flambagem mostrou-se uma primeira ordem de erro de modelagem. O que poderia indicar um erro de modelagem que ocorreram variações nos deslocamentos normalizados com a mudança do comprimento do tubo. Avaliando os deslocamentos nodais dos modos de flambagem foi constatado de impacto.

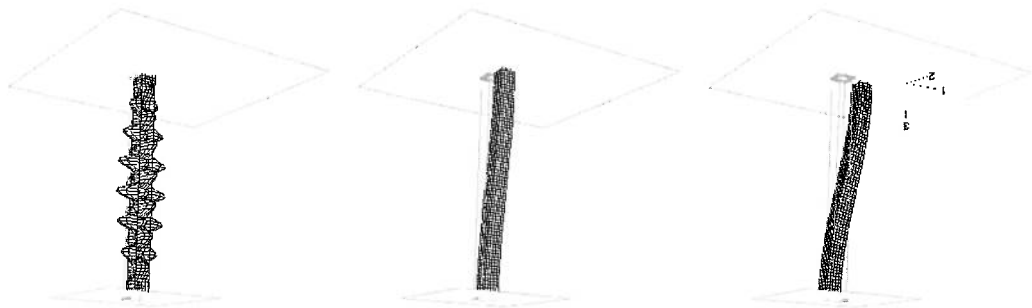
$Mat2$, dificultando definir uma transição em função do aumento da velocidade de transição, em desacordo com as evidências experimentais observadas nos tubos. Sua análise demonstra um desvio acentuado dos pontos de A curva de transição obtida para os tubos $Mat1$, com $E_{cm} = 14441$, é apresentada na figura 6.2. Sua análise demonstra um desvio acentuado dos pontos de

6.2 Resultados

Foram realizadas a extração dos modos de flambagem para comprimento de tubo no intervalo $275 \leq L \leq 500$, e as imperfeições geométricas adicionadas de forma proporcional ao comprimento do tubo. As simulações foram realizadas tanto com atrito nulo quanto com atrito de 0.1 no contato entre a massa de impacto e a extremidade superior do tubo. Já na extremidade inferior, os tubos foram engastados, de forma que a configuração simulada foi a (c-f).

O primeiro e o segundo modo possuem a mesma forma, com a diferença de que o primeiro modo ocorre no plano 1-3 enquanto o segundo ocorre no plano 2-3. O terceiro modo está nitidamente relacionado com o fenômeno de flambagem progressiva, e por essa razão foi desconsiderado no momento da adição das imperfeições.

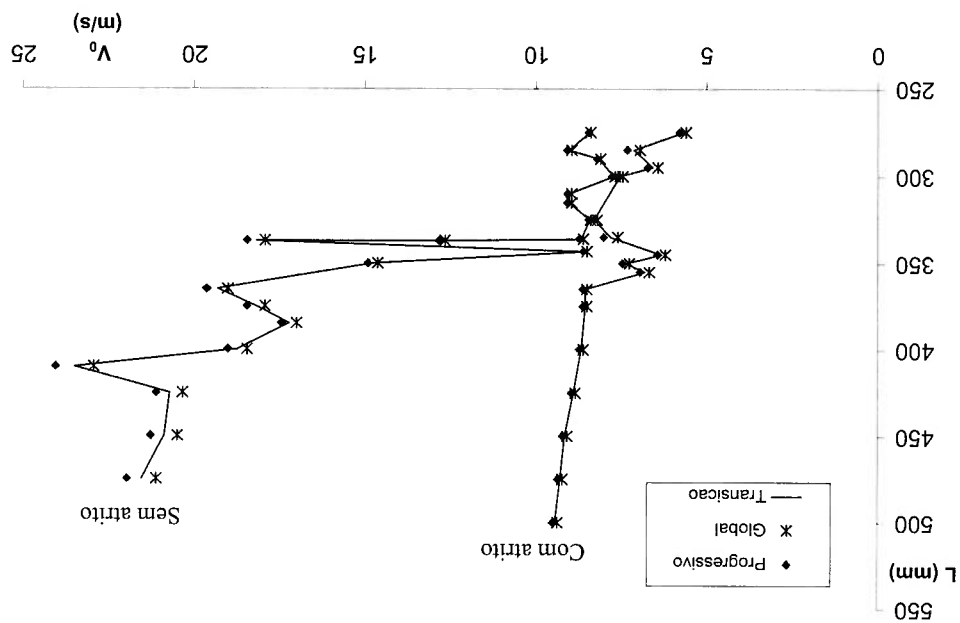
Figura 6.1: Modos de flambagem para tubo de seção quadrada.



apresentados na figura 6.1.

Novas simulações foram realizadas na mesma configuração, considerando atrito nulo na região de contato da massa de impacto com o tubo. O resultado obtido, figura 6.3, mostra que o efeito da velocidade é mais pronunciado para os tubos quadrados com comprimentos menores, de forma similar ao obtido experimentalmente na figura 5.2. Percebe-se a existência do fenômeno de "inverse response" no intervalo $235\text{mm} \leq L \leq 255\text{mm}$, conforme ilustrado pela figura 6.4. Os demais pontos de transição da figura 6.3 foram obtidos através da observação dos resultados finais das simulações, similares aos apresentados nas figuras 6.4, 6.5 e 6.6. Cronologicamente, os tubos quadrados utilizados no capítulo 5 só foram testados experimentalmente após as simulações numéricas. As simulações estáticas utilizando os parâmetros do material bilinear *Mat2* com elementos de casca de $2.54\text{mm} \times 2.54\text{mm} \times 1.1\text{mm}$, figura 6.7, mostraram boa correlação com o resultado experimental da figura 6.8. As simulações para o caso de impacto também apresentaram uma boa correlação com os resultados experimentais nos casos de flambagem progressiva, como indica o caso (c) das figuras 6.7 e 6.8. Entretanto, as simulações da figura 6.7 foram realizadas com $CC=(c-f)$, enquanto os resultados experimentais foram obtidos para $CC=(f-f)$. Ajustar o atrito equivalente é um processo longo e demorado, pois requer que o mesmo valor de μ seja utilizado em todas as simulações, conforme procedimento realizado no capítulo 4.

Figura 6.2: Curva de transição de flambagem para tubos quadrados (*Mat1*) com imperfeições geométricas obtidas através dos modos de flambagem, extraídos individualmente.



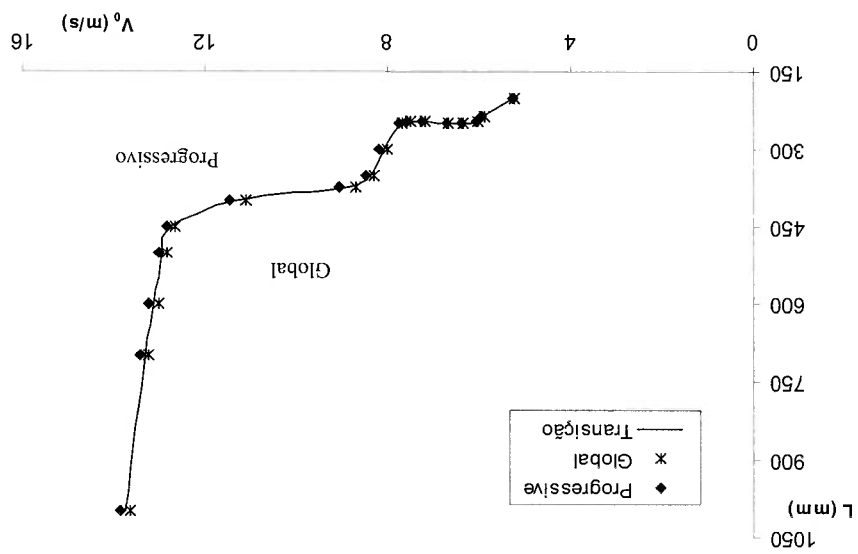


Figura 6.3: Curva de transição de flambagem para tubos quadrados (*Mat1*) com imperfeições obtidas através de interpolação polinomial.

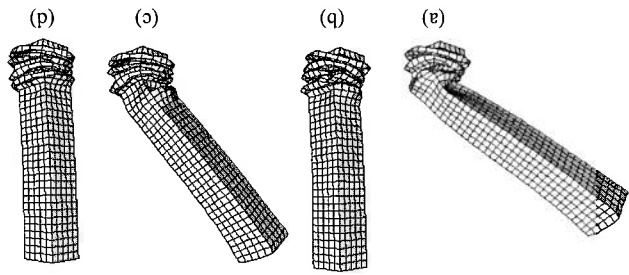


Figura 6.4: Tubos quadrados com $L = 250$ mm e velocidades de (a) 6.3 m/s , (b) 6.67 m/s , (c) 7.68 m/s e (d) 7.76 m/s .

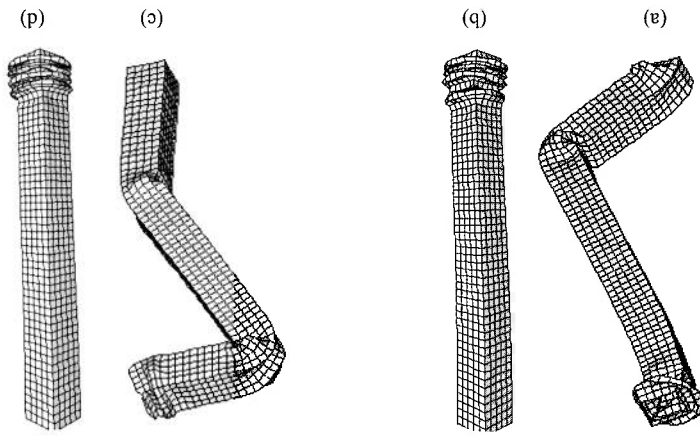


Figura 6.5: Tubos quadrados com $L = 450$ mm e velocidades de (a) 12.67 m/s e (b) 12.85 m/s . Tubos quadrados com $L = 500$ mm e velocidades de (c) 12.85 m/s e (d) 13.03 m/s .



Figura 6.6: Tubos quadrados com $L = 700\text{mm}$ e velocidades de (a) 13.23m/s e (b) 13.43m/s . Tubos quadrados com $L = 1000\text{mm}$ e velocidades de (c) 13.65m/s e (d) 13.88m/s .

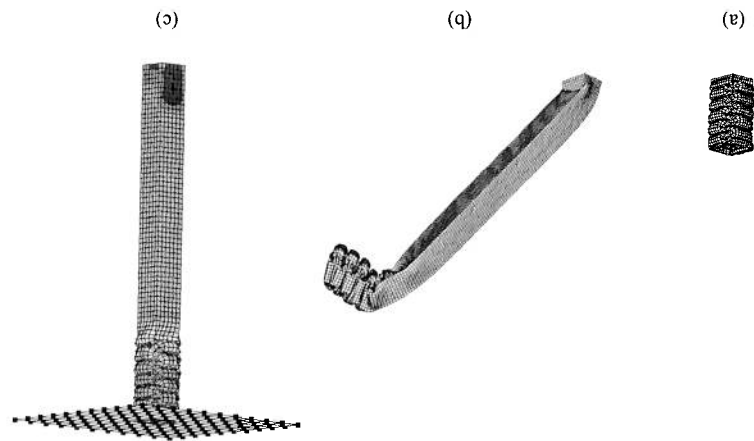


Figura 6.7: Ensaios estáticos (numérico) dos tubos *Mat2* com (a) $L = 200\text{mm}$ e (b) $L = 460\text{mm}$. (c) Tubo de $L = 500\text{mm}$ ensaiado com $G = 65\text{kg}$ e $V_0 = 6.37\text{m/s}$

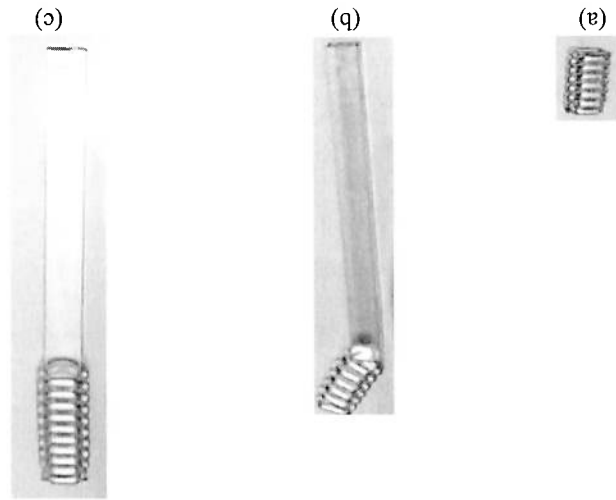


Figura 6.8: Ensaios estáticos (experimental) dos tubos *Mat2* com (a) $L = 200\text{mm}$ e (b) $L = 465\text{mm}$. (c) Tubo de $L = 500\text{mm}$ ensaiado com $G = 65\text{kg}$ e $V_0 = 6.37\text{m/s}$

Capítulo 7

IMPACTO AXIAL EM CASCAS – TEORIA

Abordaremos no presente capítulo a teoria envolvendo os super-elementos e os modelos de formação de dobras. Os efeitos da taxa de deformação, incluindo uma análise dos efeitos de inércia [79, 80], serão discutidos no capítulo 8, através de exemplos aplicados aos perfis abertos e aos tubos de seção transversal quadrada. O modelo que será descrito a seguir adota dois conceitos adotados na referência [81]. O primeiro é a consideração de sub-regiões locais de deformações com condições de contorno móveis ao invés de fixas. O outro é a consideração de condições de continuidade cinemática que relacionam o campo de velocidade e o campo de deslocamento, e por isso oferece um modo conveniente de atualizar de forma contínua a configuração deformada. Com isso é possível obter uma teoria consistente para estruturas de paredes finas sujeitas a grandes deformações. Ambos os conceitos reduzem o número de graus de liberdade, possibilitando formas fechadas de soluções e tornando viável realizar a implementação numérica desse modelo em programas de elementos finitos. Modelos mais acurados foram desenvolvidos recentemente face ao aumento de capacidade de processamento computacional, conservando porém esses mesmos conceitos.

7.1 Características do super-elemento

O mecanismo proposto na referência [81] considera que a energia de deformação e a taxa da energia de dissipação estão concentradas em zonas relativamente estreitas do material. Assim, assume-se que grande parte da estrutura se comporta em movimento de corpo rígido, comportamento esse diferente, por exemplo, do que ocorre no caso de flambagem dinâmica plástica.

As hipóteses adotadas no modelo são:

1. Estrutura composta de elementos de superfície plana - para cascas curvas é necessário discretizar a superfície através de placas planas;

2. Material considerado rígido perfeitamente plástico (rpp) - a deformação elástica do material é desprezada, e o encruamento na região plástica é considerado nulo;

3. O comprimento da onda de flambagem local é constante ($2H$);
4. A formação das dobras ocorre através de rótulas plásticas.

7.2 Continuidade cinemática

Considere uma curva Γ movendo-se sobre a superfície média de uma casca χ com velocidade V_n , figura 7.1. A rótula plástica fica definida pelo vetor n normal a Γ , com a curva Γ dividindo a superfície χ em duas partes, a parte deformada $(-)^{\chi}$ sujeita a deformações plásticas e a parte indeformada $(+)^{\chi}$. Seja ainda f um vetor de campo qualquer. Considere em particular que f seja um vetor de deslocamento [81]. Assim, escrevendo a equação de continuidade para o deslocamento teremos:

$$(7.1) \quad f^+ - f^- = 0.$$

Aplicando a regra da cadeia e derivando, temos que a continuidade cinemática assume a forma

$$(7.2) \quad [f] + V_n \frac{\partial [f]}{\partial x} = 0$$

$$(7.3) \quad [f_{,\alpha}] + V_n \cdot [f_{,\alpha}] = 0,$$

onde V_n é a velocidade da rótula na direção n , $[f_{,\alpha}]$ é a alteração na taxa de rotação, e $[f_{,\alpha}]$ é a correspondente alteração na curvatura.

Assumindo que f é contínuo ao longo de Γ (ou seja $[f] = 0$), a equação (7.2) mostra que a descontinuidade da curvatura, $\frac{\partial [f]}{\partial x}$, somente pode ocorrer no caso de rótulas estacionárias ($V_n = 0$).

Analisando agora a equação (7.3), dois casos especiais são de interesse. Suponha que uma rótula circular Γ se mova sobre uma superfície cilíndrica de raio R , conforme figura 7.1(a), ou que uma rótula reta mova-se sobre uma casca fina e plana como apresentado nas figuras 7.1(b) e 7.1(c). Reescrevendo a equação (7.3) para esses dois casos específicos, resulta em:

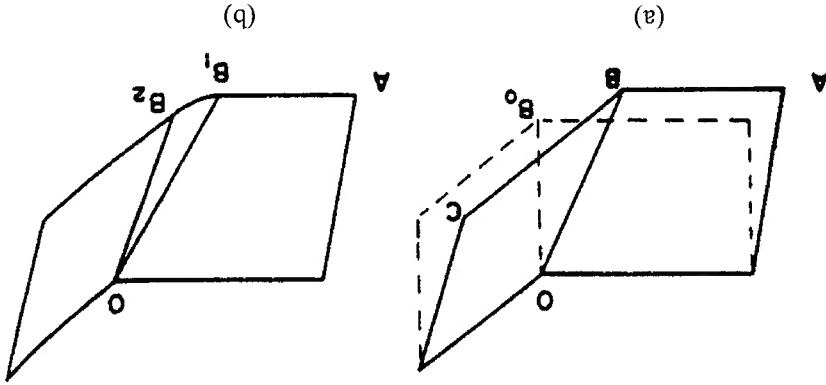
$$(7.4) \quad [\Omega] + V[\kappa] = 0,$$

onde Ω é a alteração na taxa de rotação entre as duas superfícies separadas pela rótula e $[\kappa]$ é a alteração da curvatura entre essas mesmas duas superfícies. O movimento de rotação é superposto ao movimento de translação, e, como resultado, a rótula separa uma superfície curva de raio b de uma superfície não deformada. Nesse caso, $\kappa^+ = 1/\infty = 0$ e $\kappa^- = 1/b$. Já que Ω é definido como uma rotação relativa, então $[\Omega] = \Omega$. Assim:

$$(7.5) \quad \Omega + \frac{b}{V} = 0.$$

Nas vizinhanças de Γ essa é a equação de uma superfície toroidal apresentando raio menor b e raio maior $a = R+b$ (figura 7.1(a)) ou a equação de geração de uma superfície cilíndrica ou cônica de raio b (figuras 7.1(b) e 7.1(c), respectivamente).

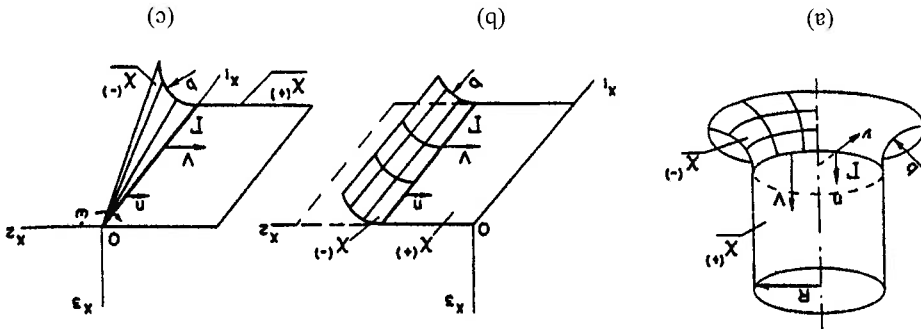
Figura 7.2: (a) Deformação cinematicamente inadmissível; (b) Deformação cinematicamente admissível. [81]



Considere um rótula reta OB_0 localizada na intersecção de dois elementos de superfície inicialmente planos de altura H , conforme representado pelas linhas pontilhadas da figura 7.2(a). Quando sujeito à compressão, a rótula se move para uma nova posição OB . Como visto anteriormente, ao analisar a equação (7.2), tal modo de deformação é cinematicamente inadmissível, pois incorpora uma descontinuidade na curvatura $\frac{\partial f}{\partial x}$ que só seria possível caso $V_n = 0$. A forma de se obter um mecanismo consistente é obtido introduzindo duas rótulas retas, a primeira impondo uma curvatura e a segunda removendo esta curvatura, conforme figura 7.2(b). Assim, teremos um modelo composto de dois elementos trapezoidais unidos através de um elemento cônico. Ao se unir dois desses modelos, conforme figura 7.3(a), observamos o surgimento de uma rótula estacionária B_2C que permite a existência da descontinuidade na curvatura entre os elementos trapezoidais (pois $V_n = 0$). Entretanto essa união resulta em uma descontinuidade material em AB_1 e em B_1B_2 , como vemos na figura 7.3(a). Para se contornar esse problema, devemos adicionar dois elementos cilíndricos

7.3 Descrição do mecanismo de formação de dobras

Figura 7.1: Casos especiais do modelo adotado: (a) Rótula curva; (b)-(c) Rótulas retas. [81]



O movimento do elemento é descrito pela velocidade relativa das extremidades superior e inferior (pontos U e L)

$$\tan \beta = \sqrt{2} \tan \alpha$$

$$\tan \gamma = \frac{1}{\sin \alpha} \quad (7.8)$$

No caso específico de placas a 90° ($\psi_0 = \pi/4$), temos que os outros dois ângulos γ (no plano ABU) e 2β (no plano UBL) estão relacionados com α através de ¹:

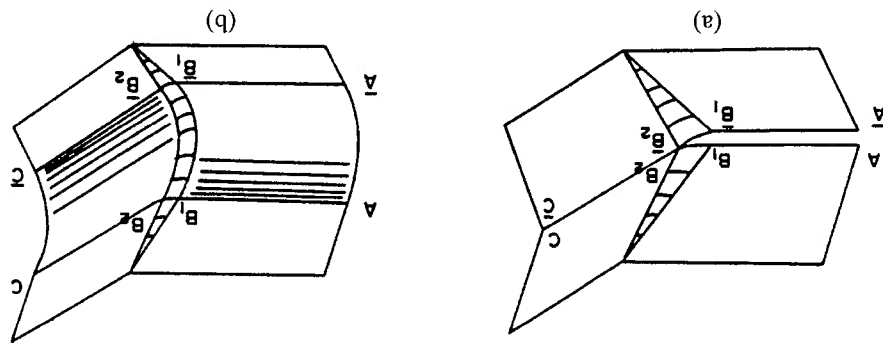
$$S = H \sin \alpha \quad (7.7)$$

$$\delta = 2H(1 - \cos \alpha) \quad (7.6)$$

Esses parâmetros estão relacionados entre si através de:
 trapezoidal lateral (α) ou ainda pelo deslocamento horizontal do ponto B (S).
 ser descrita pela distância comprimida (δ), pelo ângulo de rotação do elemento
 elementos trapezoidais. A geometria corrente, atualizada a cada instante, pode
 do segmento UL , largura total C dos segmentos $AB+BC$, e ângulo $2\psi_0$ entre dois
 A geometria do elemento apresentada na figura 7.4(a) é definido pela altura $2H$

7.4 Campos de taxa de deformação e de velocidade

Figura 7.3: (a) União de modelos cinematicamente admissível, porém com descon-tinuidade material; (b) Modelo de colapso completo, totalmente admissível. [81]



na união dos modelos, ou seja, um em AB_1 e outro em B_2C . Conforme ocorre o desenvolvimento da dobra, cada uma das rótulas originalmente horizontais se divide em outras duas, com movimento em sentidos opostos. Como visto na equação (7.5), a região delimitada pelos quatro elementos trapezoidais formará uma superfície toroidal, completando assim o modelo do elemento de colapso cinematicamente admissível da figura 7.3(b).

com

$$(7.13) \quad \begin{bmatrix} \lambda^{\alpha\beta} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \lambda^{\phi\phi} \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad \begin{bmatrix} k^{\alpha\beta} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k^{\phi\phi} \end{bmatrix}$$

onde ω denota a velocidade angular do escoamento. O campo de velocidade dado pela relação (7.12) da origem aos seguintes componentes de taxa de extensão $\lambda^{\alpha\beta}$ e taxa de curvatura $k^{\alpha\beta}$

$$(7.12) \quad v = \{\omega b, 0, 0\}$$

possui os seguintes componentes: tensorial ($\lambda_\theta = 1$). Dessa forma o vetor velocidade nesse sistema de coordenadas Pode-se assumir com razoável precisão que a casca na direção meridional é inextensível, as coordenadas meridianas e circunferenciais da superfície toroidal, respectivamente, são denotadas por $\{\theta, \phi, x_3\}$, onde θ e ϕ denotam, respec-

$$(7.11) \quad V_t = \omega b = \frac{\tan \psi_0}{V}$$

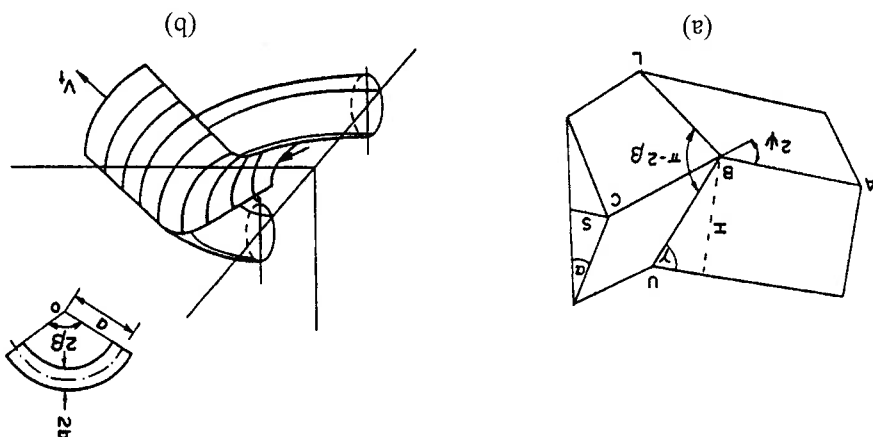
O interesse é analisar o campo de deformação contínua capaz de causar deformações extensionais em zonas localizadas. Assim, a velocidade tangencial V_t mostrada na figura 7.4(b), que causa o escoamento radial do material sobre a superfície toroidal, relaciona-se com a velocidade horizontal V através de:

$$(7.10) \quad V = S = H(\cos \alpha) \alpha$$

e pela velocidade horizontal do ponto C:

$$(7.9) \quad \delta = 2H(\sin \alpha) \alpha$$

Figura 7.4: (a) Geometria do elemento de colapso; (b) Superfície toroidal. [81]



onde $\alpha, \beta = \theta, \phi$, a e b são o raio maior e menor, respectivamente, da superfície toroidal e r a posição corrente de coordenada θ com respeito ao eixo de simetria $r = b \cos \theta + a$. O resultado apresentado na equação (7.13) concorda com evidências experimentais que mostram que os termos de cisalhamento são realmente desprezíveis.

$$\lambda_{\phi\phi} = \frac{r}{\omega b \sin \theta} \quad \kappa_{\phi\phi} = \frac{r^2}{\omega a \sin \theta} \quad (7.14)$$

7.5 Dissipação de energia

A taxa de energia dissipada no processo de compressão é resultado do campo de velocidade

$$E_{int} = \int_S (M^{\alpha\beta} \kappa_{\alpha\beta} + N^{\alpha\beta} \lambda_{\alpha\beta}) dS + \int_l M^0 \theta dl, \quad (7.15)$$

onde $\kappa_{\alpha\beta}$ e $\lambda_{\alpha\beta}$ são dados pelas equações (7.13) e (7.14) e

$$M_0 = \frac{\sigma_0 h^2}{4} \quad (7.16)$$

é o momento que causa o escoamento plástico em toda a espessura da casca. Já nas definições de tensão resultante ($N^{\alpha\beta}$) e momento resultante ($M^{\alpha\beta}$) foi utilizado o tensor de tensão de Cauchy. Repare ainda que tanto a extensão da deformação plástica em S quanto o comprimento l da rótula aumentam com o desenvolvimento da deformação.

As tensões generalizadas são relacionadas através da condição de escoamento da casca, que é representado por:

$$\left| \frac{M_0}{M_{\phi\phi}} \right| + \left(\frac{N_0}{N_{\phi\phi}} \right)^2 = 1, \quad (7.17)$$

onde $N_0 = \sigma_0 h$, sendo h a espessura variável corrente.

O elemento superficial da primeira integral da equação (7.15) pode ser expresso

$$dS = r d\phi b d\theta, \quad (7.18)$$

com os limites de integração sendo

$$\frac{\pi}{2} - \psi \leq \theta \leq \frac{\pi}{2} + \psi, \quad -\beta < \phi < \beta, \quad (7.19)$$

onde 2β é o ângulo central da seção toroidal da figura 7.4(b), variável conforme se desenvolve a deformação, e ψ é o ângulo que aumenta linearmente com ϕ desde ψ_0 até $\frac{\pi}{2}$, de acordo com a relação

$$(7.20) \quad \psi = \psi_0 + \frac{\pi}{\pi - 2\psi_0} \phi.$$

A variação de espessura possui pouca influência para problemas na qual a razão b/a é pequena, como é o caso estudado. A manipulação da condição não-linear de escoamento é simplificada alterando a equação (7.17) para

$$(7.21) \quad \left| \frac{M_{\phi\phi}}{N_{\phi\phi}} \right| + \left| \frac{M_0}{N_0} \right| = 1.$$

Assim, a primeira integral da equação (7.15) se reduz a:

$$(7.22) \quad E_1 = \int_{\beta}^{-\beta} b \left\{ \int_{\frac{\pi}{2}+\psi}^{\frac{\pi}{2}-\psi} \left[M_0 \frac{\omega a \sin \theta}{r^2} + N_0 \frac{\omega b \sin \theta}{r} \right] r d\theta \right\} d\phi.$$

Desenvolvendo a primeira integral da equação (7.22) chegamos a:

$$(7.23) \quad E_1 = \int_{\beta}^{-\beta} \left\{ 2\omega b^2 N_0 \sin \psi + \omega b M_0 \frac{r}{1 + \epsilon \sin \psi} \ln \left(\frac{1 - \epsilon \sin \psi}{1 + \epsilon \sin \psi} \right) \right\} d\phi,$$

onde $\epsilon = b/a$. No caso de pequenos ϵ , podemos expandir em séries o segundo termo da equação (7.23). Desprezando os termos de ordem superior, chegamos a:

$$(7.24) \quad E_1 = \int_{\beta}^{-\beta} \{ 2\omega b \sin \psi [N_0 b + M_0] \} d\phi.$$

Dessa forma, para pequenos ϵ , o resultado não é afetado pelo maior (a). O primeiro termo da equação (7.24) representa a contribuição da extensão circumferencial enquanto o segundo termo a contribuição da flexão contínua (mudança da curvatura circumferencial). Porém, como b é sempre maior que a espessura da casca e tipicamente é da ordem de $b = 4h$, o segundo termo pode ser desprezado. Assim, utilizando-se das equações (7.10), (7.11) e (7.20), chegamos a:

$$(7.25) \quad E_1 = \frac{4N_0 b H \pi}{\pi - 2\psi_0} \cos \alpha \left\{ \sin \psi_0 \sin \left(\frac{\pi}{\pi - 2\psi_0} \right) \beta \right. \\ \left. + \cos \psi_0 \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{\pi - 2\psi_0} \right) \beta \right] \right\} \alpha.$$

Integrando a equação (7.25) em todo o processo de formação da dobra, ou seja, para um ângulo α variando de 0 a $\pi/2$

$$(7.26) \quad E_1 = 4HbN_0 I_1(\psi_0) = 16M_0 \frac{h}{Hb} I_1 \psi_0,$$

onde I_1 é definido por

$$I_1(\psi_0) = \int_{\frac{\pi}{2}}^0 \frac{\pi - 2\psi_0 \tan \psi_0}{\pi} \cos \alpha \left\{ \sin \psi_0 \sin \left(\frac{\pi}{\pi - 2\psi_0} \beta \right) + \cos \psi_0 \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{\pi - 2\psi_0} \beta \right) \right] \right\} d\alpha \quad (7.27)$$

estando o ângulo γ relacionado com α através da equação (7.8).

A segunda integral da equação (7.15) representa a energia dissipada pelo campo de velocidade das rótulas horizontais e inclinadas. Consideremos primeiro as rótulas horizontais, com a soma do comprimento dessas rótulas sendo constante e igual a C . Como ocorre a divisão dessas rótulas em outras duas, haverá quatro rótulas durante o desenvolvimento da dobra, resultando em um comprimento total de $2C$. Assim, a taxa de energia nesse caso será de

$$E_2 = 2M_0C\theta = 2M_0C\alpha \quad (7.28)$$

que integrando em todo o processo de formação da dobra resulta em:

$$E_2 = 2 \int_{\frac{\pi}{2}}^0 M_0C d\alpha = \pi M_0C. \quad (7.29)$$

Já a soma do comprimento das quatro rótulas inclinadas que compõem o elemento de colapso pode ser considerada aproximadamente igual a:

$$l = \frac{4H}{\sin \gamma}. \quad (7.30)$$

A descontinuidade na taxa de rotação que ocorre na direção meridional é constante ao longo de l e vale

$$\theta = \frac{V_i}{b} \quad (7.31)$$

e a taxa de energia será dado por

$$E_3 = M_0l\theta = 4M_0 \frac{b}{H^2} \frac{1}{\cos \alpha} \tan \psi_0 \sin \gamma \alpha, \quad (7.32)$$

onde o ângulo γ está relacionado com α através da equação (7.8). O trabalho realizado será, portanto, de

$$E_3 = 4M_0I_3(\psi_0) \frac{b}{H^2}, \quad (7.33)$$

onde I_3 é definido por

$$I_3(\psi_0) = \int_{\frac{\pi}{2}}^0 \frac{1}{\cos \alpha} \tan \psi_0 \sin \gamma d\alpha. \quad (7.34)$$

Dessa forma, temos que a energia interna dissipada será de

$$E_{int} = E_1 + E_2 + E_3. \quad (7.35)$$

Flambagem progressiva e global

A taxa do trabalho externo realizado na compressão do elemento de colapso é de

$$E^{ext} = P\delta = P2H(\sin \alpha) \alpha. \quad (7.36)$$

Assim, o trabalho total para comprimir em $2H$ o elemento de colapso será

$$E^{ext} = 2PH. \quad (7.37)$$

7.6 Força média

A força média estática P^{mest} que causa a compressão do elemento pode ser obtida através do balanço de energia, ou seja,

$$E^{ext} = E^{int}. \quad (7.38)$$

Utilizando-se dos resultados obtidos através das equações (7.26), (7.29) e (7.33), chegamos à fórmula geral para P^{mest}

$$P^{mest} = A_1 \frac{h}{b} + A_2 \frac{H}{C} + A_3 \frac{H}{H}, \quad (7.39)$$

onde temos duas incógnitas (H e b) referentes à geometria, e A_1 , A_2 e A_3 são parâmetros conhecidos e dependem apenas do tipo de problema a ser resolvido. Porém, considerando que o processo de compressão do elemento de colapso ocorre com o menor valor possível de P^{mest} , as incógnitas (H e b) ficam determinadas através de:

$$\frac{\partial P^{mest}}{\partial H} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial P^{mest}}{\partial b} = 0 \quad (7.40)$$

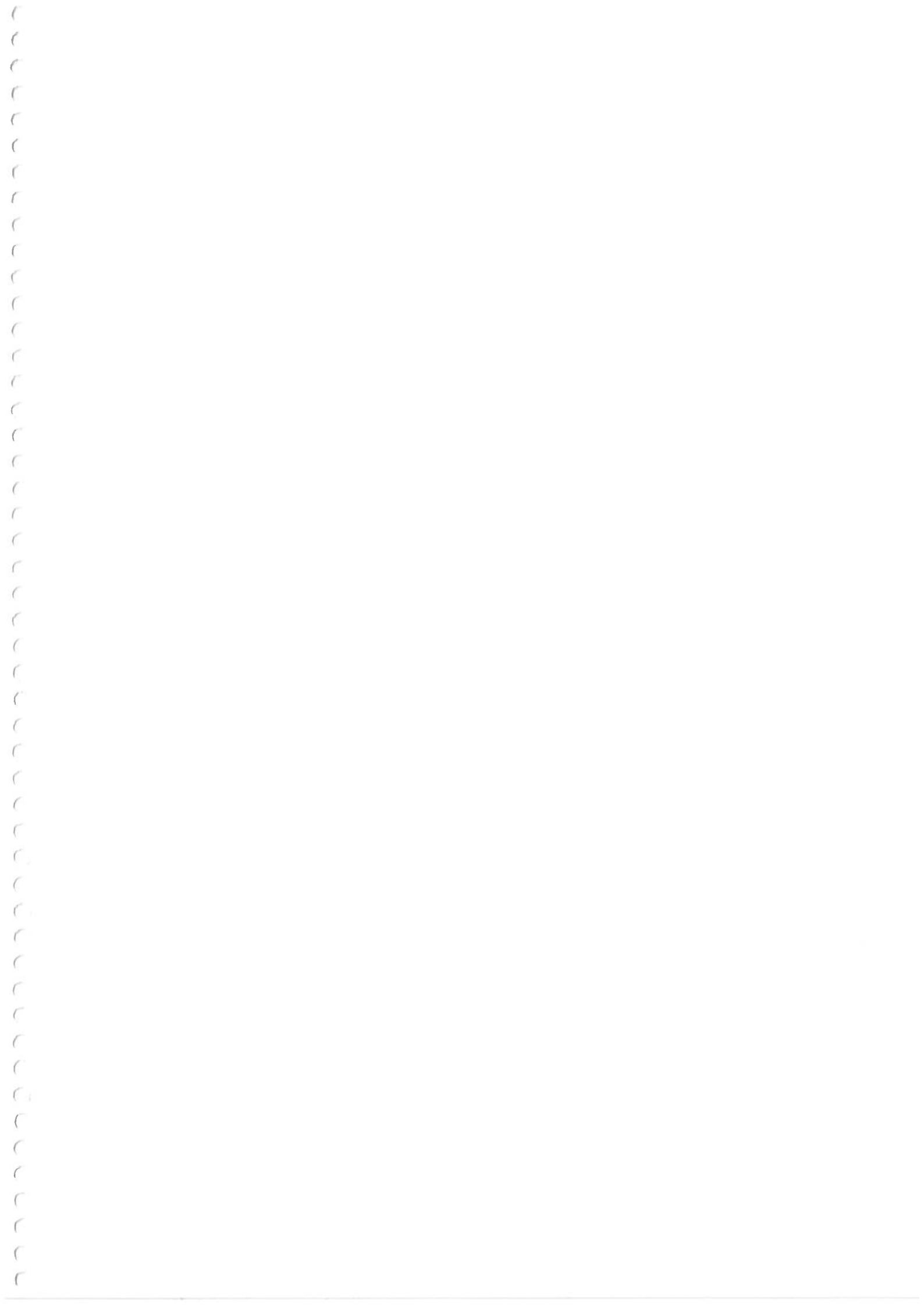
Resolvendo a equação (7.40)

$$b = \sqrt[3]{\frac{A_2 A_3}{A_1} \sqrt[3]{C h^2}} \quad \text{e} \quad H = \sqrt[3]{\frac{A_1 A_3}{A_2} \sqrt[3]{C 2 h}}, \quad (7.41)$$

os quais, substituídos na equação (7.39) levam à:

$$P^{mest} = 3 \sqrt[3]{A_1 A_2 A_3} \sqrt[3]{\frac{h}{C}}. \quad (7.42)$$

É interessante notar que os 3 elementos, representados pelos parâmetros A_1 , A_2 e A_3 , contribuem com a mesma importância no valor total de energia dissipada. No próximo capítulo essa teoria será testada, e a obtenção desses parâmetros será explicitada.



Capítulo 8

DISCUSSÃO

Nesse capítulo são discutidos os resultados dos capítulos 3, 4, 5 e 6. A teoria apresentada no capítulo 7 é aplicada aos perfis abertos e aos tubos quadrados, sendo confrontada com os resultados experimentais e numéricos.

8.1 Classificação

Segundo a classificação dada na referência [82], existem dois tipos básicos de comportamento de estruturas quando sujeitas a deformação plástica. Estruturas tipo I apresentam uma resposta de força em função do deslocamento praticamente constante, enquanto as estruturas tipo II são caracterizadas por uma força de pico inicial (fase I) seguida de um declínio acentuado (fase 2), conforme mostrado na figura 8.1 para os casos estudados na referência [82].

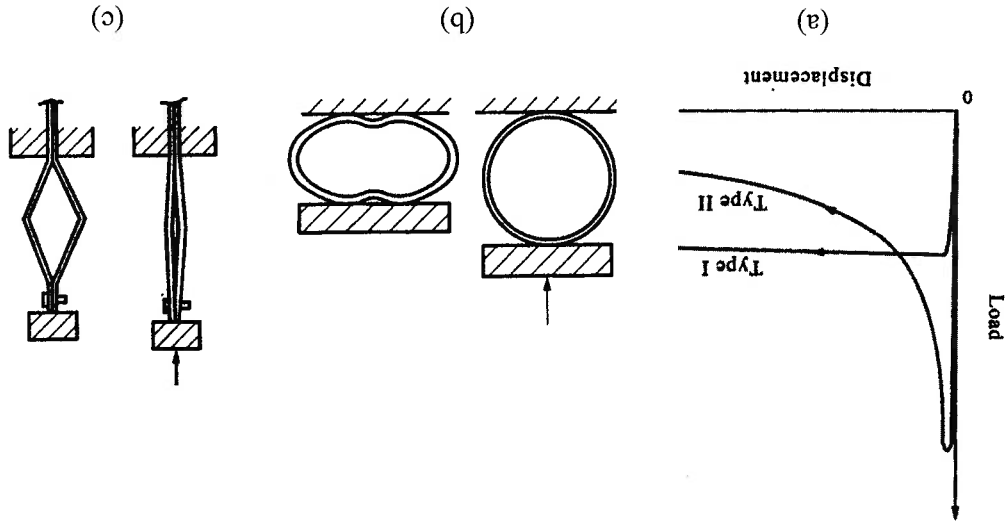


Figura 8.1: (a) Curvas características de força em função do deslocamento de estruturas (b) tipo I e (c) tipo II [82].

Dentro dessa classificação, os resultados da figura 8.2, que descrevem a força de impacto obtida numericamente através da reação na bigorna em função do

tempo, obtidos para os perfis abertos são típicos de estruturas do tipo II. Nota-se a existência de um pico de força seguido de oscilações à medida que ocorre a formação das dobras.

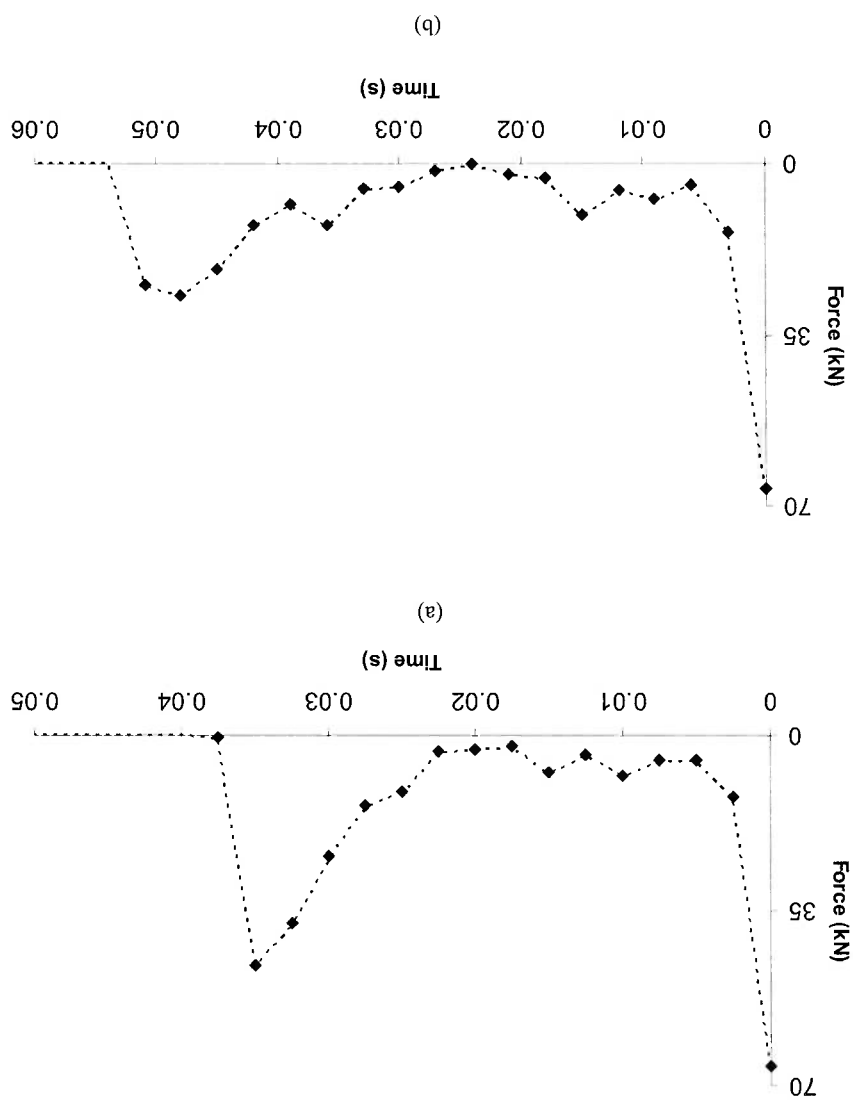
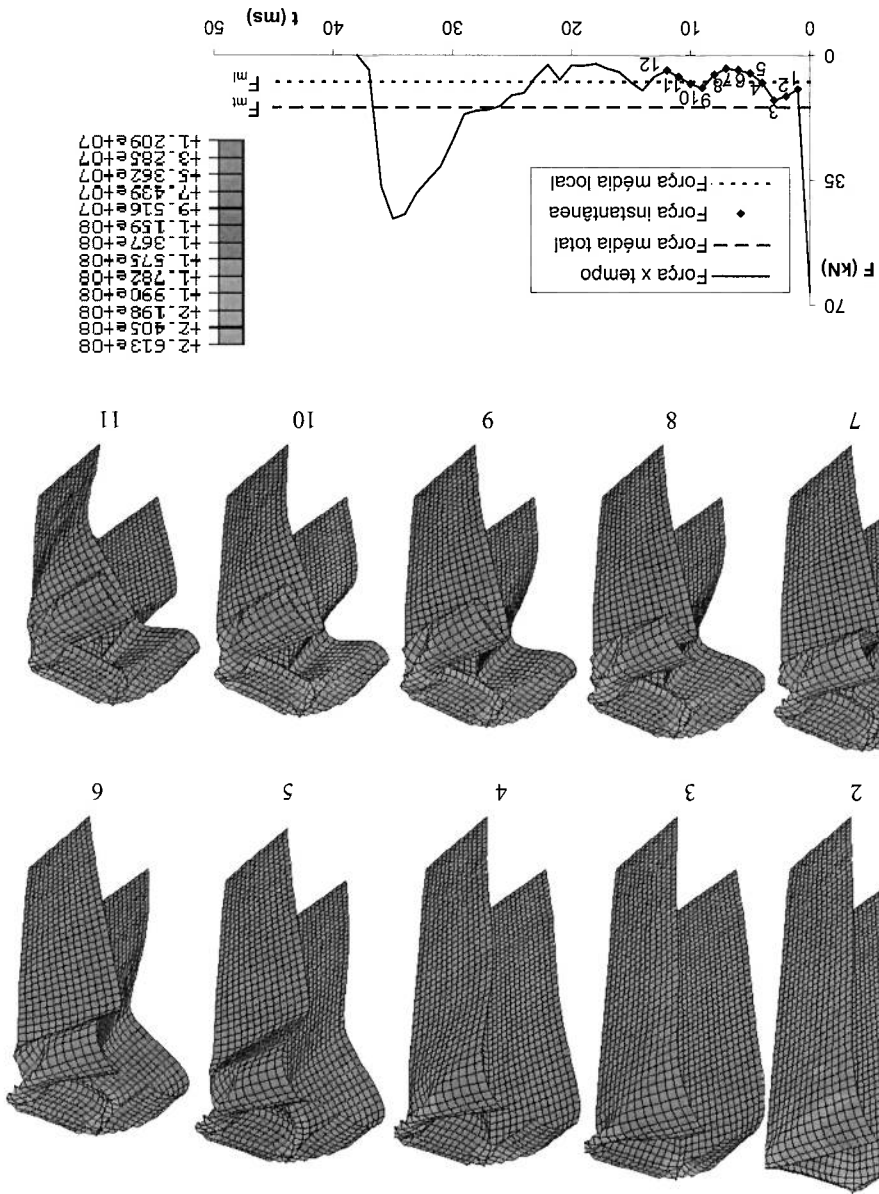


Figura 8.2: Força em função do tempo calculados numericamente para ensaios realizados com $G = 50\text{kg}$ e $V_0 = 9.4\text{m/s}$ nos perfis (a) A250(c-f) e (b) A360(c-f).

A curva da figura 8.2(a) pode ser discretizada em mais pontos para que seja possível avaliar a força média dinâmica numérica ($F_{num}^{m\bar{d}}$) do perfil A250 (c-f). Conforme se nota no gráfico da figura 8.3, a diferença entre a força média local ($F_{ml}^{m\bar{d}}=7408\text{N}$) para formação das dobras progressivas e a força média total ($F_{mt}^{m\bar{d}}=14485\text{N}$) é significativa.

Observando os pontos plotados no gráfico e a correspondente deformação do perfil, nota-se que a força é máxima no início da formação da dobra (pontos 3 e 9). O mesmo comportamento é verificado nos demais perfis abertos, com as figuras 8.4 e 8.5 apresentando os resultados de $F_{ml}^{m\bar{d}}$ para o perfil C500(c-f), simulado com $G = 22\text{kg}$ e $V_0 = 11.7\text{m/s}$, e o perfil B250(c-f), simulado com

Figura 8.3: Força de reação obtido pelo ABAQUS durante simulação do ensaio realizado com $G = 50\text{kg}$ e $V_0 = 9.4\text{m/s}$ no perfil A250(c-f). Os números abaixo de cada figura correspondem aos pontos plotados no gráfico.



$G = 50\text{kg}$ e $V_0 = 9.4\text{m/s}$. No tubo quadrado esse comportamento é ainda mais evidente, conforme figura 8.6.

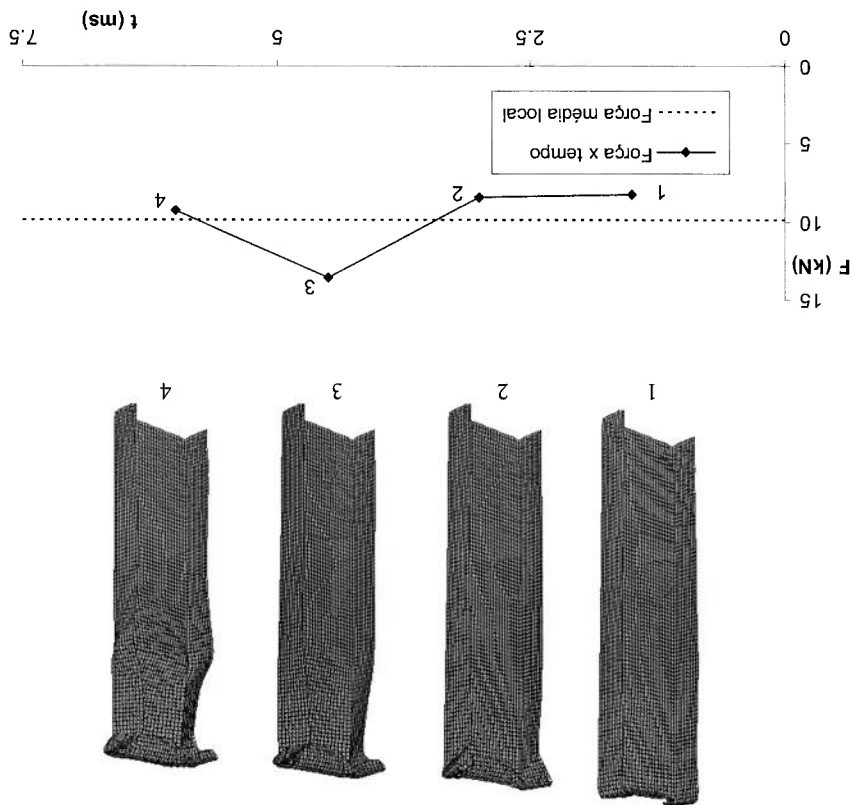


Figura 8.4: Força de reação obtido pelo ABAQUS durante simulação do ensaio realizado com $G = 22\text{kg}$ e $V_0 = 11.7\text{m/s}$ no perfil C500(c-f). Os números abaixo de cada figura correspondem aos pontos plotados no gráfico.

8.2 Efeitos de inércia

O efeito da variação da massa fica claro ao se avaliar as figuras 8.7 e 8.8. Triplcando a energia de impacto, a massa de impacto necessária para a transição passa a ser 1×10^4 maior. Os resultados obtidos na referência [83] para estruturas tipo II mostram que esse fenômeno ocorre em função da razão entre a massa de impacto e a massa do espécime.

A condição de engastamento nas duas extremidades (c-c) foi simulada numericamente para o perfil B250 com velocidades no intervalo de $V_0=5\text{m/s}$ até $V_0=65\text{m/s}$, e alguns dos resultados estão apresentados nas figuras 8.9 e 8.10.

Observando a figura 8.9, nota-se que com o aumento da velocidade, para um mesmo E_{cin} , ocorre um aumento no comprimento final L_f . O mesmo comportamento é verificado na figura 8.10.

Os autores da referência [82] mostraram que estruturas tipo II são muito mais sensíveis à mudança de velocidade de impacto do que estruturas tipo I. Eles verificaram experimentalmente que quanto maior a velocidade de impacto, mantendo-

Figura 8.6: Força de reação obtido pelo ABAQUS durante simulação do ensaio realizado com $G = 65\text{kg}$ e $V_0 = 6.37\text{m/s}$ no tubo quadrado apresentando $L = 500\text{mm}$ (c-f). Os números abaixo de cada figura correspondem aos pontos plotados no gráfico.

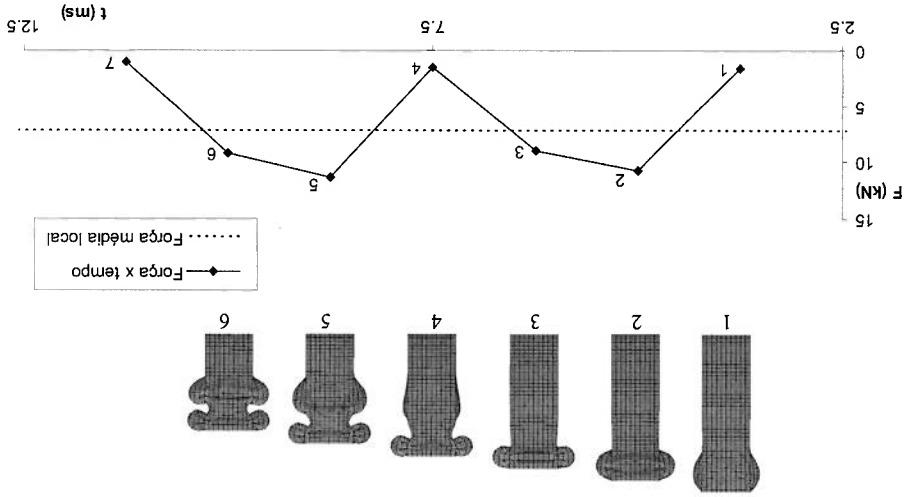


Figura 8.5: Força de reação obtido pelo ABAQUS durante simulação do ensaio realizado com $G = 50\text{kg}$ e $V_0 = 9.4\text{m/s}$ no perfil B250(c-f). Os números abaixo de cada figura correspondem aos pontos plotados no gráfico.

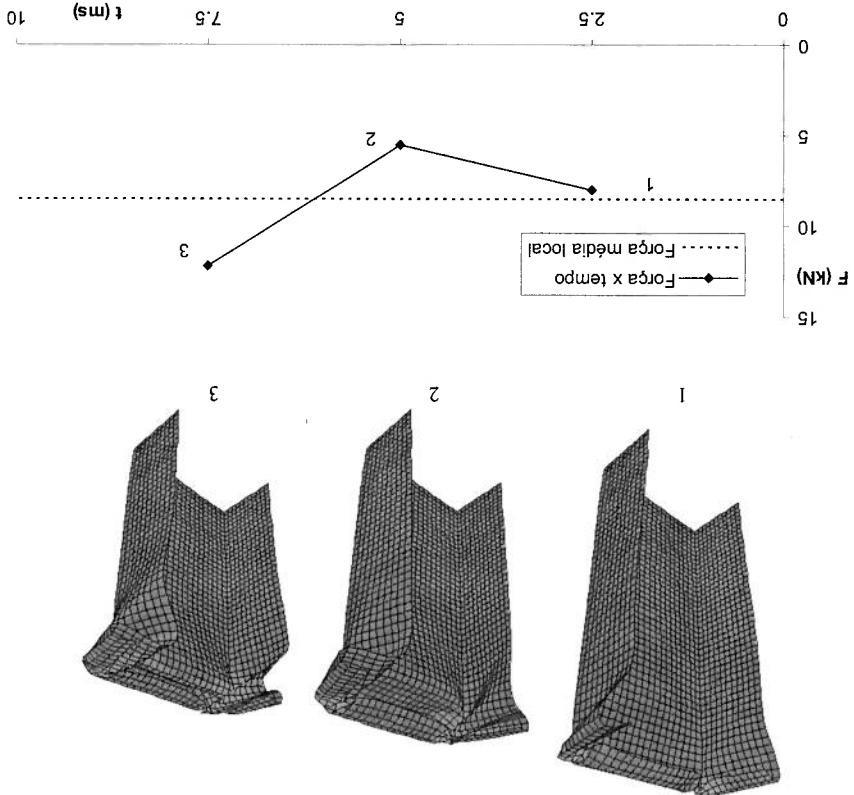


Figura 8.8: Aplicação de 300J nos perfis B250(F-F): (a) 31.6×10^3 kg, (b) 1×10^5 kg, (c) 1×10^6 kg, (d) 1×10^7 kg.

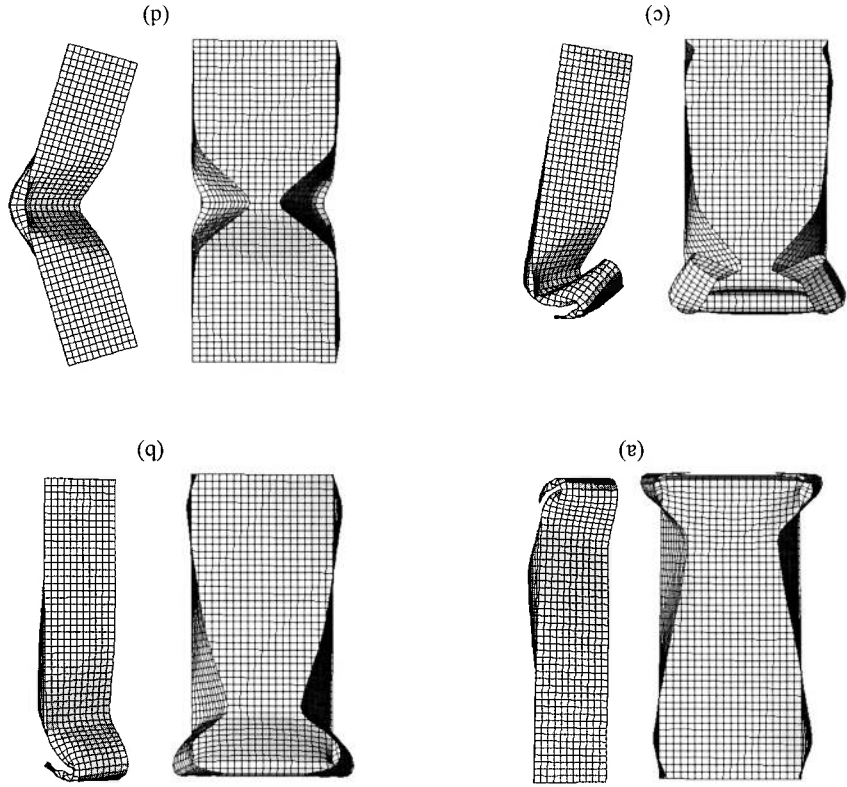


Figura 8.7: Aplicação de 100J nos perfis B250(F-F): (a) 100kg, (b) 1000kg.

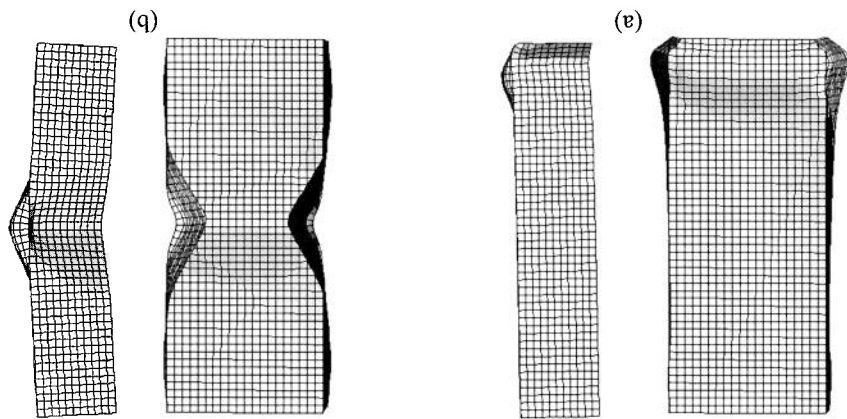


Figura 8.9: Deformação final (numérico) dos perfis B250 (c-c) sujeito ao impacto de 200J, 500J, 700J e 2000J.









$E_{cin} = 200 \text{ J}$		$V_0 = 6.32 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 200 \text{ J}$
$E_{cin} = 500 \text{ J}$		$V_0 = 10.00 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 500 \text{ J}$
$E_{cin} = 700 \text{ J}$		$V_0 = 11.83 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 700 \text{ J}$
$E_{cin} = 2000 \text{ J}$		$V_0 = 20.00 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 2000 \text{ J}$
	$G = 10 \text{ kg}$		
	$G = 1 \text{ kg}$		
		$V_0 = 20.00 \text{ m/s}$	$V_0 = 63.25 \text{ m/s}$
		$V_0 = 31.62 \text{ m/s}$	$V_0 = 37.42 \text{ m/s}$

Figura 8.10: Deformação final (numérico) dos perfis B250 (c-c) sujeito ao impacto de 1100J, 1300J, 1500J e 1600J.

$E_{cin} = 1100 \text{ J}$		$V_0 = 6.63 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 1100 \text{ J}$
$E_{cin} = 1300 \text{ J}$		$V_0 = 7.21 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 1300 \text{ J}$
$E_{cin} = 1500 \text{ J}$		$V_0 = 7.75 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 1500 \text{ J}$
$E_{cin} = 1600 \text{ J}$		$V_0 = 8.00 \text{ m/s}$	$E_{cin} = 1600 \text{ J}$
	$G = 50 \text{ kg}$		
	$G = 10 \text{ kg}$		
		$V_0 = 14.83 \text{ m/s}$	$V_0 = 17.89 \text{ m/s}$
		$V_0 = 16.12 \text{ m/s}$	$V_0 = 17.32 \text{ m/s}$
		$V_0 = 50.99 \text{ m/s}$	$V_0 = 54.77 \text{ m/s}$
		$V_0 = 46.90 \text{ m/s}$	$V_0 = 56.57 \text{ m/s}$

se a energia cinética da massa de impacto constante, menor a deformação final da estrutura. Segundo [83] essa sensibilidade é causada pelo fato de que a dissipação de energia (E_d) no instante de impacto aumenta rapidamente quando V_0 aumenta, e que os efeitos causados pela taxa de deformação reforçariam essa tendência. Estudos numéricos [10] comprovaram que nos casos de impacto a altas velocidades ocorre o fenômeno de flambagem dinâmica plástica, e que nesses casos uma grande parcela da energia cinética é dissipada na fase inicial de compressão. As figuras 8.9 e 8.10 possuem grandes semelhanças com a figura 1.3(b), indicando que a capacidade de absorção de energia dos perfis abertos é maior conforme se aumenta a velocidade de impacto.

8.3 Comprimento das rótulas

8.3.1 Perfis abertos

A teoria dos super-elementos pode ser aplicada tanto ao perfil aberto quanto ao tubo quadrado. Considere o caso do perfil B250 (c-f), composto de 2 elementos de colapso. A dissipação de energia calculada na seção 7.5 deve ser multiplicada, portanto, por 2. Como os cálculos foram realizados para o caso de placas simplesmente apoiadas, deve-se ainda dobrar a energia E_2 em razão da condição de engastamento em uma das extremidades. Assim, a seguinte equação de balanço de energia é obtida:

$$(8.1) \quad 2HF_{mest} = M_0 \left\{ 32I_1 \frac{bh}{H^2} + 4\pi C + 8I_3 \frac{b}{H^2} \right\} = \frac{M_0}{F_{mest}} = 16I_1 \frac{h}{b} + 2\pi \frac{H}{C} + 4I_3 \frac{b}{H}$$

Comparando a equação (8.1) com a equação (7.39), podemos determinar os valores numéricos dos parâmetros A_1 , A_2 e A_3

$$(8.2) \quad \begin{aligned} A_1 &= 16I_1 = 16.416 \\ A_2 &= 2\pi = 6.283 \\ A_3 &= 4I_3 = 4.592 \end{aligned}$$

e assim calcular H e b

$$(8.3) \quad \begin{aligned} b &= \sqrt[3]{\frac{A_2 A_3}{A_1} \sqrt[3]{C h^2}} = 2.91 \text{mm} \\ H &= \sqrt[3]{\frac{A_2 A_3}{A_1} \sqrt[3]{C h^2}} = 20.14 \text{mm} \end{aligned}$$

Flambagem progressiva e global

Para os perfis simplesmente apoiados (f-f), o valor de A_2 seria metade do calculado para o caso (c-f), ou seja,

$$(8.4) \quad \begin{aligned} b &= \sqrt[3]{\frac{A_2 A_3}{A_2 A_3} \sqrt[3]{C h^2}} = 2.31 \text{mm} \\ H &= \sqrt[3]{\frac{A_2}{A_1 A_3} \sqrt[3]{C h^2}} = 12.68 \text{mm} \end{aligned}$$

8.3.2 Tubo quadrado

O tubo quadrado é composto de 4 elementos de colapso. Dessa forma, no caso (f-f) a dissipação de energia calculada na seção 7.5 deve ser multiplicada por 4. Assim, chega-se à seguinte equação de balanço de energia:

$$(8.5) \quad \begin{cases} 2HP_{mest} = M_0 \\ M_0 = 64I_1 \frac{h}{bH} + 4\pi C + 16I_3 \frac{b}{H^2} \end{cases} \quad \frac{P_{mest}}{M_0} = 32I_1 \frac{h}{b} + 2\pi \frac{H}{C} + 8I_3 \frac{b}{H}$$

De forma análoga à realizada no perfil aberto, calcula-se H e b , onde $C = 25.4 \text{mm}$ e $h = 1.1 \text{mm}$

$$(8.6) \quad \begin{aligned} b &= \sqrt[3]{\frac{A_2 A_3}{A_1 A_3} \sqrt[3]{C h^2}} = 1.18 \text{mm} \\ H &= \sqrt[3]{\frac{A_2}{A_1 A_3} \sqrt[3]{C h^2}} = 4.53 \text{mm} \end{aligned}$$

8.3.3 Resultados

Fazendo uma medição experimental do comprimento H das dobras, pode-se avaliar os resultados obtidos através do modelo analítico, conforme a tabela 8.1.

Os dados da tabela correspondem à média dos valores experimentais observados para os perfis abertos (A, B e C) e para os tubos de seção transversal quadrada (T) nas condições (f-f) e (c-f), para variados valores de L . A média geral para os perfis abertos está representada pela sigla ABC.

A teoria descrita no capítulo 7 não requer que $AB = BC$. Dessa forma ela prevê para os 3 tipos de perfis abertos testados o mesmo resultado para a força média, já que todos eles apresentam $\frac{Z}{X} + Y = 102 \text{mm}$. Conforme a tabela 8.1, notamos que a previsão teórica é inferior ao resultado experimental para o perfil A. No caso do perfil C temos um comportamento inverso, ou seja, o valor teórico é superior ao experimental.

Observou-se, ainda, que o comprimento da dobra H nos perfis abertos varia conforme a posição. Próximo da extremidade livre do perfil B250 (c-f) esse valor ficou em $H = 19 \text{mm}$ enquanto que próximo à parte central do perfil essa

Tabela 8.1: Valores obtidos de H para os perfis abertos e para os tubos quadrados.

Espcime (f-f)	H (mm)	Espcime (c-f)	H (mm)
A	18.3±2.89	A	25±3.72
B	11.5±2.12	B	17.6±4.53
C	12.4±2.30	C	15.8±4.55
ABC	13.2±2.95	ABC	17.8±4.86
ABCteor	12.68	ABCteor	20.14
T_{exp}^{est}	5.15±0.15	T_{exp}^{est}	6.2
T_{exp}^{din}	5.35±1.05	T_{exp}^{din}	7.0
T_{teor}^{est}	4.53	T_{teor}^{est}	7.19

dobra atingiu valores de $H = 40\text{mm}$. O valor médio entre os perfis mostra um desvio padrão de cerca de 25%, em razão da alta variação dos valores de $2H$, mas colaboram para a conclusão de que a teoria pode ser aplicada aos perfis B, que apresentam $X/Y = 2$. Deve-se lembrar que o modelo teórico apresenta simplificações para facilitar o seu desenvolvimento, podendo ser significativo a mudança de resultado em caso de se adotar um maior rigor matemático. Os valores experimentais de $2H$ para os tubos quadrados se mostraram mais precisos, em função da deformação dos tubos serem mais regulares. Outra característica experimental nos tubos de alumínio *Mat2* foi a pouca influência da taxa de deformação e dos efeitos inerentes nos valores de $2H$, e a alteração do tamanho das dobras em função da condição de contorno.

8.4 Força média

8.4.1 Perfis abertos

Para o alumínio *Mat1* utilizado nos perfis abertos, a figura 2.8 permite aproximadamente por um material rígido perfeitamente plástico, com $\sigma_0 = 138\text{MPa}$. Dessa forma, da equação (7.42),

$$(8.7) \quad F_{teor}^{M_0} = 95.457 \Rightarrow F_{teor}^{M_{est}} = 7409.9\text{N}$$

Numa tentativa de medição da força, conforme figura A.6 do anexo, o valor medido da desaceleração média para o perfil B250(c-f) ensaiado com $V_0 = 3.6\text{m/s}$ foi de 72m/s^2 . A força dinâmica média experimental é obtida por meio de

$$(8.8) \quad F_{exp}^{M_{din}} = G_{amed} \Rightarrow F_{exp}^{M_{din}} = 8496\text{N}$$

Antes de compararmos os resultados de (8.8) e de (8.7), devemos considerar os efeitos da taxa de deformação na resposta do material. A taxa de deformação média pode ser estimada através da equação dada na referência [56]:

$$(8.9) \quad \varepsilon = \frac{hV_m}{4bH}$$

onde V_m é a velocidade média.

A queda de velocidade tanto dos perfis abertos quanto dos tubos quadrados pode ser considerada linear, já que a taxa de absorção de energia é praticamente constante. Dessa forma:

$$V_m = \frac{V_0}{2} \quad (8.10)$$

$$\varepsilon = \frac{1.5 \times 1.8}{4 \times 2.91 \times 20.14 \times 10^{-3}} = 11.52 \quad (8.11)$$

Utilizando a equação de Cowper-Symonds (1.1):

$$\frac{\sigma_0^d}{\sigma_0} = 1.2 \quad (8.12)$$

onde $p = 4$ e $D = 6500s^{-1}$, que são valores típicos para ligas de alumínio [32]. Portanto:

$$F_{teor}^{min} = 8891.9N \quad (8.13)$$

8.4.2 Tubo quadrado

Baseado nos parâmetros de $Mat2$,

$$\frac{F_{teor}^{min}}{M_0} = 105.71 \Rightarrow F_{teor}^{min} = 4883.8N \quad (8.14)$$

Pode-se ainda obter a força média dinâmica teórica do tubo quadrado T17 da figura 6.8(c),

$$\varepsilon = \frac{1.1 \times 3.185}{4 \times 1.18 \times 4.53 \times 10^{-3}} = 163.85 \quad (8.15)$$

$$\frac{\sigma_0^d}{\sigma_0} = 1.4 \quad (8.16)$$

$$F_{teor}^{min} = 6837.3N \quad (8.17)$$

Utilizando os valores experimentais da tabela 5.2,

$$GV_0^2 \delta = F_{teor}^{min} \Rightarrow F_{teor}^{min} = 6279N \quad (8.18)$$

8.4.3 Resultados

Os valores obtidos e apresentados na tabela 8.2 confirmam as constatações em-contrados na referência [51], na qual $F_{teor}^{min} \leq F_{teor}^{min}$, comprovando que a inércia e taxa de deformação passam a ter efeitos significativos em casos dinâmicos.

O modelo teórico apresentou boa previsão dos valores de F , levando-se em consideração as oscilações do carregamento ao longo do tempo verificado na figura 8.3. Ele se mostra útil durante o processo de formação de dobras que ocorrem

Estudos recentes [85] mostram que tubos quadrados de alumínio absorvem drasticamente menos energia quando sujeitos ao colapso global provocados por cargas não axiais [86, 87], o mesmo ocorrendo em vigas [88]. Conforme se aumenta o ângulo de aplicação da carga em relação ao eixo longitudinal do tubo essa queda torna-se maior ainda.

O teste comparativo entre os perfis abertos e o tubo quadrado apresentado na figura 8.11 mostrou que o perfil aberto é menos sensível ao ângulo de impacto. O tubo quadrado, quando comprimido estaticamente em um ângulo de 5°, teve seu comprimento crítico reduzido de modo considerável, enquanto o perfil aberto manteve a capacidade de absorver energia nas 3 posições com inclinação de 5°.

As simulações numéricas realizadas com o Mesh 3 da figura 4.1 mostraram, porém, que o perfil aberto é sensível ao ângulo de abertura das abas. Variações inferiores a 1° foram capazes de alterar significativamente o comportamento dos perfis, principalmente na condição (F-F). Em algumas situações, para o mesmo coeficiente de atrito, o perfil perdia contato com a bigorna somente em função dessa alteração.

8.5 Efeitos do ângulo de incidência da carga

Os autores de [65], por exemplo, obtiveram boas correlações para flambagem progressiva e global em tubos circulares, considerando-se as dimensões iniciais, o encurtamento, a velocidade de impacto. Já os autores de [79] conseguiram determinar a força de pico e a resposta dinâmica da estrutura da figura 8.1(c) através da consideração de propriedades elásticas. Além do mais, modelos similares propostos na literatura [62, 84] mostram que existem outras formas possíveis de ocorrer a flambagem, com consequente modificações nas energias absorvidas nas rótulas.

durante a segunda fase, porém para possibilitar a obtenção da força instantânea e permitir sua aplicação em casos de elevada velocidade de impacto seria necessário adotar um modelo que leve em consideração outras variáveis.

Especime	CC	V_0 (m/s)	F_{teor}^{mest} (N)	F_{teor}^{malm} (N)	F_{exp}^{malm} (N)	F_{num}^{malm} (N)
A	(c-f)	9.4	7409.9	9342.6	—	7408.0
B	(c-f)	9.4	7409.9	9342.6	—	8606.0
B	(c-f)	3.6	7409.9	8891.9	8496.0	—
C	(c-f)	11.7	7409.9	9451.3	—	9896.3
T	(f-f)	6.4	4883.8	6837.3	6279.0	—
T	(c-f)	6.4	6152.8	8613.9	7015.0	7253.4

Tabela 8.2: Valores obtidos de F para os perfis abertos e para os tubos quadrados.

é possível avaliar a eficiência dos perfis abertos, já que pequenos (ou grandes) valores de S_e iriam indicar um comportamento típico do modo de flambagem global (ou progressivo). É importante lembrar que a energia devido à variação de altura, que ocorre desde o contato da massa G com o espécime até o instante em que $V = 0$, é desprezada no modelo numérico utilizado. Dessa forma a energia absorvida que causa a deformação plástica do material é proveniente apenas da energia cinética, conforme vemos na figura 8.13(a) e 8.13(b) para o caso (c-f). As curvas da figura 8.12(a) foram obtidas a partir dos resultados das simulações para os casos (f-f), utilizando $G = 50\text{kg}$. Também são apresentados os resultados para a energia específica de simulações realizadas com tubos retangulares de $68\text{mm} \times 68\text{mm}$. Esse tubo é de interesse, já que, geometricamente, o perfil A é idêntico à ele, exceto pela ausência de uma face lateral. A condição de contorno (f-f) permite que tanto os perfis abertos quanto os tubos de seção quadrada percam contato com a base. Dessa maneira a energia

$$S_e = \frac{E_{ab}}{m}$$

de massa do perfil, a energia específica (S_e) [32] como sendo a energia absorvida (E_{ab}) por unidade abertos baseado unicamente na configuração final deformada. Assim, definindo aplicações dos conceitos de modo de colapso progressivo e global para os perfis As evidências experimentais e numéricas obtidas mostram que não é óbvio a

8.6 Energia absorvida e eficiência estrutural

apoiados. logo abaixo das figuras representam a posição em os perfis e os tubos foram Figura 8.11: Ensaio estático (f-f) realizado nos espécimes (a) A500-3, (b) A500-5, (c) A500-8, (d) A500-6, (e) T13 ($L=190\text{mm}$), (f) T14 ($L=287\text{mm}$). As bases

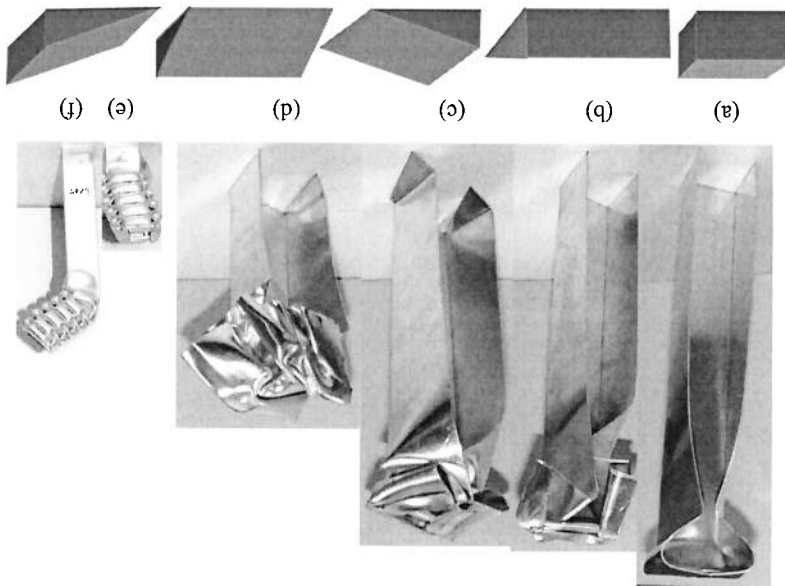


Figura 8.13: Energia cinética (E_{cin}) e energia dissipada por plasticidade (E_d) para ensaios realizados com $G = 50\text{kg}$ e $V_0 = 9.4\text{m/s}$ nos perfis (a) A250(c-f) e (b) A360(c-f).

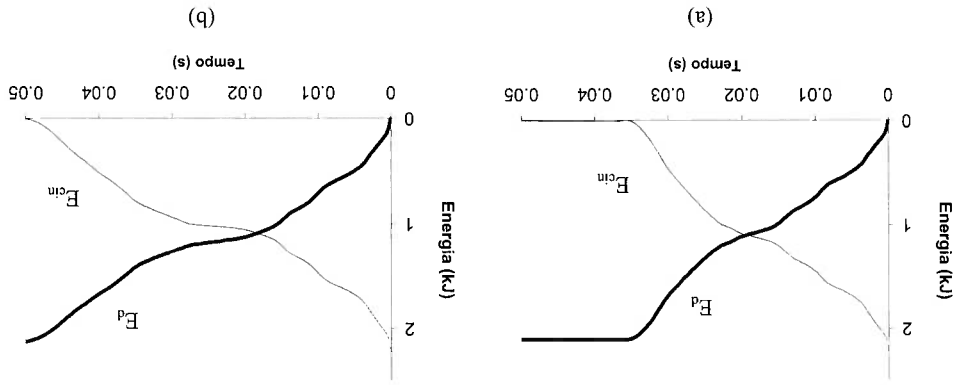
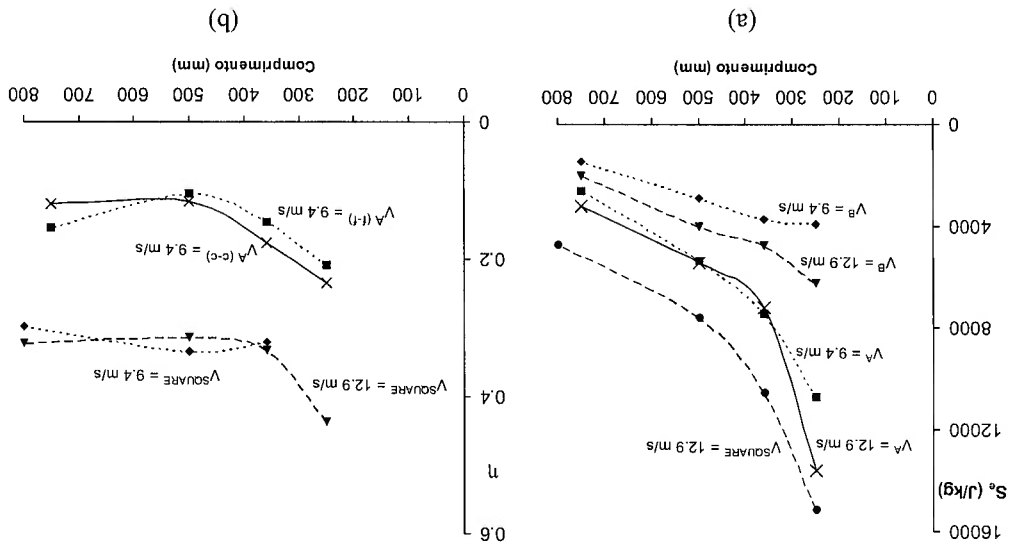


Figura 8.12: Comparativo entre o tubo quadrado ($68 \times 68\text{mm}$) e os perfis A e B sujeitos ao impacto de $G = 50\text{kg}$: (a) Energia específica; (b) Eficiência estrutural. Sobrescrito à velocidade está indicado o tipo do perfil e as condições de contorno.



está plotada contra o comprimento do perfil na figura 8.12(b). Percebe-se que um tubo de seção retangular tem uma η superior em até 287% quando comparado ao perfil A, com uma diferença entre eles de apenas 1/4 no valor de massa m . Com base nessa avaliação, o tubo de seção quadrada apresenta vantagens como absorvedor de impacto. Entretanto, como visto na seção anterior, ele é mais sensível ao ângulo de incidência da carga. Além disso, o perfil aberto apresenta a vantagem de receber com mais facilidade a montagem de outras estruturas, em razão de não possuir uma de suas faces laterais.

$$\eta = \frac{F_m}{A\sigma_y}$$

é o produto da área transversal com a tensão de escoamento plástico, A eficiência estrutural (η) [32], definido como a força axial média dividida pelo produto da área transversal com a tensão de escoamento plástico, modo que se afasta do colapso progressivo. é considerado ocorre um decréscimo da S_e para perfis mais longos, sugerindo um temos que $E^{cm} = 4160\text{J}$, uma diferença de 88%. Quando o comprimento do perfil $V = 9.4\text{m/s}$ a energia cinética é de $E^{cm} = 2209\text{J}$, enquanto para $V = 12.9\text{m/s}$ acompanhado de um aumento proporcional no S_e . Repare que nas simulações com ambos possuem a mesma massa m . Além disso, o aumento de velocidade não é perfil B sendo mais esbelto absorve menos energia que o perfil A, apesar de Pode-se notar, para um teste realizado sobre as mesmas condições, que o energia absorvida durante o impacto não é necessariamente a mesma que a energia cinética inicial, permitindo, assim, uma melhor avaliação do parâmetro S_e .



Capítulo 9

CONCLUSÕES

Os objetivos propostos no início do trabalho foram parcialmente atingidos. A transição experimental e numérica entre a flambagem global e a flambagem progressiva para tubos de seção transversal quadrada foram obtidas, com resultados condizentes com os existentes para tubos circulares.

As simulações numéricas para os perfis abertos apresentaram boa correlação experimental, justificando a realização da caracterização do material. Nesse sentido, o ensaio proposto de flexão em 3 pontos se mostrou adequado para a caracterização dos perfis abertos sujeitos a impacto axial, permitindo uma melhoria nos resultados apresentados pelo modelo numérico. Os resultados indicam haver a ocorrência do fenômeno de “inverse response” nos perfis abertos e nos tubos de seção transversal quadrada, não detectado, entretanto, nos experimentos realizados.

O modelo teórico dos superelementos foi capaz de prever com boa acurácia importantes aspectos da flambagem progressiva, como a força média e o tamanho das dobras, tanto nos perfis abertos quanto nos tubos de seção quadrada. Modelos teóricos de superelementos mais acurados podem ser implementados em códigos de elementos finitos, com ganho de tempo computacional considerável em função da diminuição do número de equações a serem resolvidas.

O trabalho mostrou que uma transição bem definida do modo de colapso global para o progressivo não parece existir para esses perfis abertos baseando-se apenas na configuração final deformada, como é o caso dos tubos de seção quadrada analisados nesse trabalho e de tubos cilíndricos relatados na literatura. Para chegar a essa conclusão, importantes aspectos que afetam o colapso de perfis abertos foram avaliados, como a massa e a velocidade de impacto, a geometria dos perfis, e as condições de contorno.

O estudo indicou que outros parâmetros, como a energia específica e a efetividade estrutural, também devem ser considerados de forma a fornecer indicadores mais claros do comportamento dos perfis analisados. Esses parâmetros permitem, inclusive, comparar a performance de estruturas destinadas a absorção de impacto, podendo auxiliar no futuro desenvolvimento de um critério geral para a transição no modo de flambagem.

A discussão dos resultados obtidos permite obter algumas conclusões a respeito dos aspectos envolvidos com o fenômeno de impacto axial. São elas:

- A caracterização do material é um dos procedimentos mais importantes para se obter um modelo numérico satisfatório, capaz de representar com precisão o comportamento do material sujeito a impacto;
- A não-axialidade do carregamento e as condições de contornos são capazes de afetar consideravelmente os resultados experimentais;
- A utilização dos modos de flambagem como meio de se adicionar as imperfeições geométricas no modelo numérico nem sempre é capaz de produzir resultados condizentes com a realidade, em virtude de não existir um critério bem definido para a escolha das amplitudes;

Trabalhos futuros

Reafirmando o que vimos na introdução desse trabalho, o ensaio de impacto visa a obtenção de dados a respeito do comportamento de uma determinada estrutura quando sujeita a uma carga dinâmica capaz de causar grandes deformações plásticas, tratando-se claramente de um ensaio destrutivo. As dificuldades encontradas para a realização desses testes mostram que seria extremamente vantajoso em termos de tempo, manuseio e de custos que os dados experimentais obtidos para uma estrutura específica pudessem ser utilizados para prever o comportamento de um grupo de sistemas similares.

A alternativa mais praticada é a utilização de métodos numéricos, usando-se o resultado experimental somente para calibrar o modelo. Outra maneira é através da tentativa de se substituir uma estrutura em escala natural (e.g. avião) por um modelo similar em escala reduzida [89]. Esta última proposta apresenta ainda uma série de dificuldades de ordem física, impedindo que uma similaridade completa seja alcançada. Ademais, como já comentado, o fenômeno de impacto é altamente complexo e dependente de vários parâmetros.

Estudos recentes [90, 91] estão alcançando bons resultados através de métodos de correção da similaridade parcial utilizando-se de cálculos analíticos e numéricos, entretanto estão longe de conseguir eliminar completamente os testes experimentais na estrutura real, comprovando a necessidade de se continuar o estudo nessas frentes de pesquisa.

Como sugestão de trabalho a ser realizado futuramente, podemos listar:

- Obter a transição de flambagem numérica para os tubos quadrados ensaiados experimentalmente no capítulo 5, utilizando o material caracterizado nesse trabalho ($Mat2$), e avaliar efeitos da taxa de deformação na curva de tração do material;

- Desenvolver uma teoria para a flambagem global de tubos de seção transversal quadrada, juntamente com o refinamento do modelo dos superelementos. O desafio está em correlacionar os dois fenômenos, obtendo um critério que permita prever a transição. Como vimos, em alguns casos tubos apressentando inicialmente flambagem progressiva podem passar para o global em função de variáveis ainda não totalmente esclarecidas.

- Avaliar outras maneiras de se adicionar as imperfeições geométricas no modelo numérico, como, por exemplo, através do estudo da influência do processo de fabricação no fenômeno de impacto.



ANEXOS

A Experimentos

Caracterização do material - Ensaio de tração

Uma grande parcela dos materiais utilizados em engenharia apresentam comportamentos macroscópicos em comum, sendo modelados por meio da teoria da plasticidade. O teste de caracterização mais comum, devido sua relativa simplicidade, e que fornece informações valiosas a respeito do comportamento do material é o ensaio uniaxial de tração. Esse ensaio produz uma relação que chamamos de curva tensão-deformação, conforme representado na figura A.1.

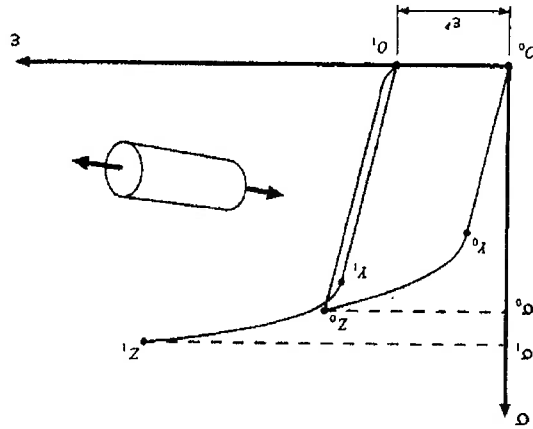


Figura A.1: Resultado de ensaio de tração típico.

Um ensaio típico de tração consiste em carregar um corpo de prova até um determinado nível de deformação ou tensão. No caso da figura A.1 a carga foi aumentada de 0 até $P_0 = \sigma_0 A$, sendo σ_0 denominado de tensão de escoamento. Essa tensão é definida como a tensão capaz de produzir uma deformação residual (ϵ_p) de 0,2%, representada pelo ponto O_1 . Aumentando a carga continuamente ocorre o encruamento do material e, após atingir um valor máximo, segue-se então a ruptura do corpo de prova.

Na figura A.2(a), resultado dos ensaios de tração, notamos a ruptura na região central da espécime. O processo de fabricação dos corpos de prova se mostra importante ao analisarmos os ensaios que falharam, em que a região de ruptura não ficou compreendida no interior da região detectado pelo clip-gage, representada na figura A.2(b).

sendo chamado de taxa de deformação instantânea.

$$(A.4) \quad d = \lambda^{-1} \dot{\lambda}$$

com

$$(A.3) \quad \epsilon_m = \lambda^{m-1} \dot{\lambda} = \lambda^m d,$$

As taxas de deformação também podem ser derivadas da Equação A.2 como de deformação tornam-se cada vez mais diferentes uns dos outros. pequenos estiramientos ($\lambda \approx 1$), mas, com o crescimento do estiramento, os valores de deformação listadas na Tabela A.1 coincidem para

Nome	m	Símbolo	Deformação	Tensão
Almansi	-2	ϵ_A	$\frac{1}{2}(1 - \lambda^{-2})$	$\sigma_A = \sigma^N \lambda^3$
Hiperbólico	-1	ϵ_H	$1 - \lambda^{-1}$	$\sigma_H = \sigma^N \lambda^2$
Logarítmico	0	ϵ_L	$\ln \lambda$	$\sigma_L = \sigma^N \lambda$
Linear	1	ϵ_N	$\lambda - 1$	$\sigma_N = \sigma^N N/A$
Green	2	ϵ_G	$\frac{1}{2}(\lambda^2 - 1)$	$\sigma_G = \sigma^N \lambda^{-1}$

Tabela A.1: Famílias de deformação e medidas de tensões conjugadas.

É importante notar que nas definições acima, $\frac{d\lambda}{d\lambda} > 0$ para todos os $\lambda > 0$.

$$(A.2) \quad \epsilon_m = \begin{cases} \frac{1}{m} (\lambda^m - 1) & \text{se } m \neq 0 \\ \ln \lambda & \text{se } m = 0 \end{cases}$$

Uma condição necessária que deve ser respeitada por uma determinada medida de deformação é a de que para $\epsilon = 0$ devemos ter um estado indeformado. Ou seja $\epsilon = 0$ para $\lambda = 1$ e $f(1) = 0$. Além disso, se $\frac{d\lambda}{d\lambda} = 1$ para $\lambda = 1$, todas as possíveis definições de deformação coincidem para pequenas deformações, uma condição razoável.

Tendo em mente essas restrições existem muitas possibilidades de se definir uma medida de deformação, e o termo *família de deformação* pode ser utilizada para a seguinte definição

A função $\epsilon = f(\lambda)$ pode ser, inicialmente, qualquer. Assumindo que ela seja contínua, a deformação ϵ pode ser expandida em uma série de Taylor em torno da configuração indeformada $\lambda = 1$,

Figura A.2: Ruptura ocorrendo na (a) região central e na (b) região próxima ao raio de concordância.



Medidas de tensão conjugadas

Na área de análise estrutural existe a possibilidade de escolher qualquer uma das medidas de deformação definida na tabela A.1 para se descrever a cinemática de um problema. Independentemente das medidas de deformação e tensão adotadas, a potência interna por unidade de volume,

$$(A.5) \quad \underline{U}^i = \sigma \varepsilon_i,$$

deve ser sempre a mesma. A expressão trabalho-conjugado é utilizada para designar que uma determinada definição de tensão-deformação é fisicamente consistente.

Para uma descrição puramente Lagrangiana, o potencial da força axial F é dado por:

$$(A.6) \quad \underline{U}^i = \frac{FLG}{S_i L G_0} = \sigma_N \lambda,$$

onde λ é a taxa de deformação linear e σ_N é a tensão nominal ou de engenharia. As equações (A.3), (A.5) e (A.6) implicam que

$$(A.7) \quad \sigma_m \varepsilon_m = \sigma^m \lambda^{m-1} \lambda = \sigma_N \lambda,$$

permitindo definir uma família de tensões conjugadas às suas respectivas famílias de deformações através da relação

$$(A.8) \quad \sigma_m = \sigma_N \lambda^{1-m}$$

Os outros pares de tensões conjugadas às suas respectivas deformações estão listados na tabela A.1.

Repare que para $m = 1$ obtemos a clássica tensão nominal ou de engenharia, enquanto que para $m = 0$,

$$(A.9) \quad \sigma_T = \frac{\sigma}{N} \frac{V}{v} = \frac{\sigma}{N} \lambda,$$

temos a chamada tensão verdadeira, $\sigma_T = \frac{\sigma}{N}$, supondo para isso que o volume seja mantido constante durante toda a análise.

Caracterização do material - Ensaio de compressão

A amostra retirada do *Matl* ficou sujeito a um carregamento controlado através do dispositivo composto de duas bases circulares mostradas na figura A.3(a) e detalhadas na figura A.3(b) no início da aplicação da carga sobre o corpo de prova. A alteração da área da seção transversal durante o ensaio, diferentemente do ensaio de tração, não pode ser desprezada, sofrendo uma variação de 15%. A largura por sua vez se manteve constante, de modo que podemos adotar a hipótese de que a área transversal sofre uma variação linear com o deslocamento. Os resultados de dois ensaios realizados neste equipamento são apresentados na figura A.4. Na foto da figura A.4(a) nota-se a ocorrência de flambagem e de cargas de cisalhamento, evidenciando-se a dificuldade em se realizar tal tipo de ensaio com o material laminado dos perfis.

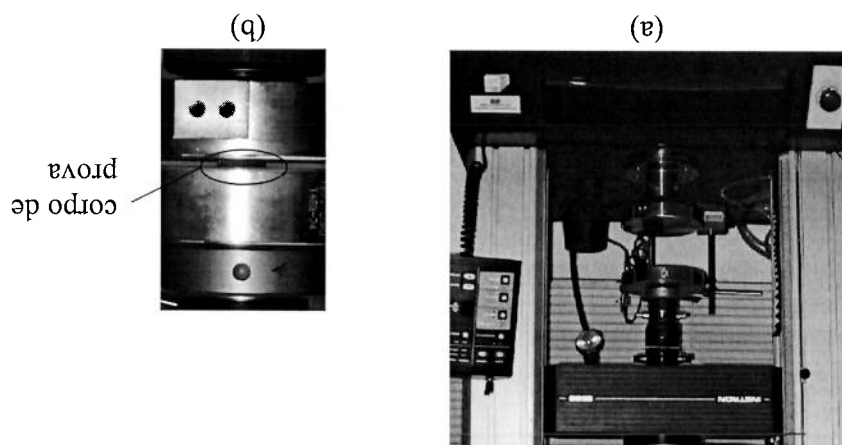


Figura A.3: (a) Máquina de ensaio Instron, modelo 5569, e (b) detalhe das bases aplicando a carga de compressão no corpo de prova.



Figura A.4: Corpos de prova após realizado o ensaio de compressão apresentando (a) flambagem e (b) estado bidimensional de deformação.

Percebe-se que quanto menor o comprimento do corpo de prova menor a probabilidade de ocorrência de flambagem. Entretanto, com a redução do comprimento, o problema que surge é fixar a amostra durante a usinagem, já que a fixação magnética não produz efeitos no caso do alumínio. Garantindo-se o paralelismo entre as seções transversais do corpo de prova é possível conseguir o resultado apresentado na figura A.4(b).

No caso do ensaio de compressão o comprimento L_{G0} adotado foi o próprio comprimento total de 2.054mm. Isso significa que estamos supondo que a carga está sendo aplicada homogeneamente ao longo de todo o espécime. A curva da figura A.5, já corrigida em função da variação de espessura, apresenta uma fase inicial de tensão constante com o aumento do deslocamento, e um módulo elástico aparentemente menor que o módulo obtido no teste de tração. A tensão de escoamento se situa entre 110 e 120 MPa, porém em razão da deformação elevada que foi atingida durante o ensaio não podemos garantir que o material esteja sujeito a um estado uniforme de tensão e deformação.

Medição experimental da força de pico

Dada a importância da força de pico, planejávamos realizar a medição da velocidade de impacto através do Polytec-LSV065, um equipamento de medição a laser que se utiliza do efeito Doppler. Através da derivação desse sinal poderíamos obter a aceleração e avaliar o comportamento da estrutura. Após meses de tentativas sem alcançar sucesso em se obter resultados satisfatórios, o fabri-

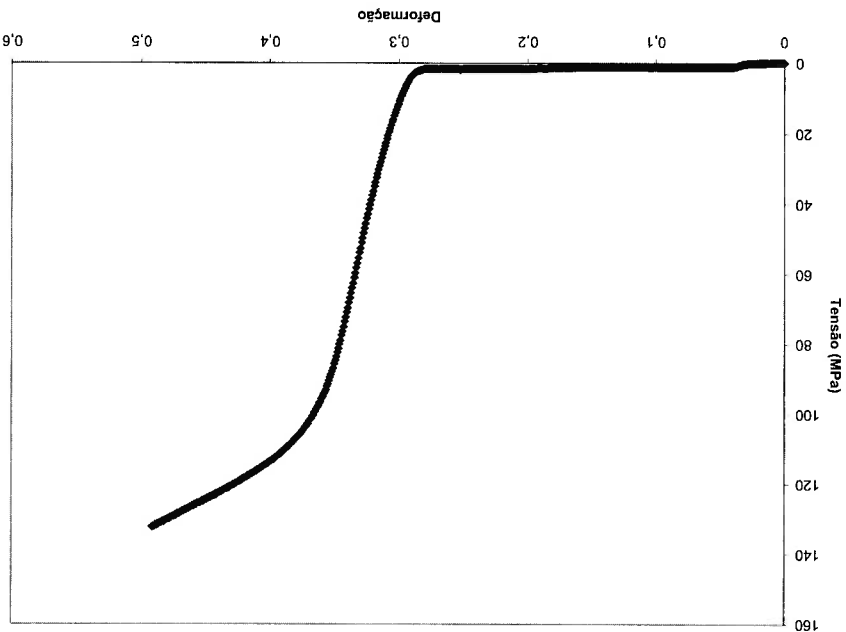


Figura A.5: Curva tensão versus deformação do ensaio de compressão.

carre constatou um defeito de fabricação como sendo a fonte de causa do erro. O fabricante se prontificou a realizar a troca mediante devolução do equipamento defeituoso. Entretanto por se tratar de produto importado da Alemanha e de custo elevado, o processo não foi concluído até o término da dissertação. A alternativa foi utilizar um acelerômetro e fixá-lo sobre o conjunto de massas de impacto. Os seguintes equipamentos foram montados de forma a permitir a aquisição/tratamento de dados:

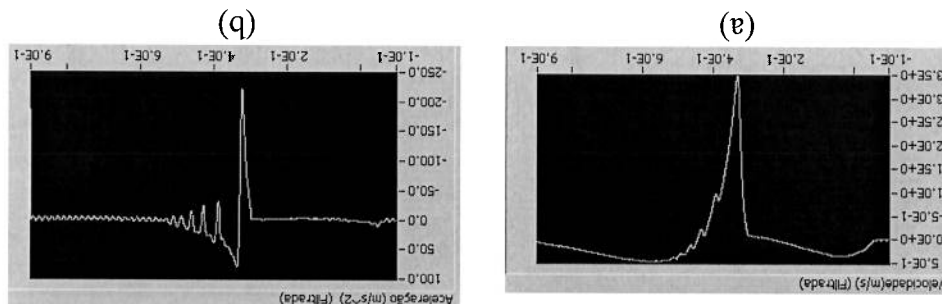
- Acelerômetro modelo 4370 da BrüelKjær (sensibilidade de 10pC/ms^{-2});
- Amplificador de carga modelo 2635 da BrüelKjær;
- Cabo coaxial miniatura da BrüelKjær, para realizar a transmissão do sinal do acelerômetro para o amplificador;
- Placa de aquisição de sinais NI-6010 da NATIONAL INSTRUMENTS de 5 Mhz;
- Computador PIII de 500 MHz;
- Software LabVIEW da NATIONAL INSTRUMENTS

Obtivemos resultados satisfatórios para baixas velocidades, como mostrado na figura A.6. A velocidade indicada na figura A.6(a) está condizente com a velocidade teórica de $V_0 = \sqrt{2gz} = 3,6\text{m/s}$, porém o mesmo não ocorreu para velocidades maiores, na qual em muitos ensaios foram frequentes a ocorrência de informações incoerentes ou de saturação do sinal. De qualquer forma, permitiu que tivéssemos a comprovação de que o atrito nas guias do martelo pode realmente ser ignorado para o cálculo da velocidade incidente.

B Análise numérica

Cinemática de deformação

Figura A.6: Interface gráfica para tratamento de dados. Resultado de impacto no perfil B250 (c-f) com $V_{teor0} = 3.6\text{m/s}$ e $G = 118\text{kg}$. (a) Velocidade versus tempo; (b) Aceleração versus tempo



A análise de problemas estruturais envolve descrever a configuração inicial da estrutura e determinar sua deformação ao longo da história de carregamento. Uma partícula material inicialmente localizada em uma determinada posição \mathbf{X} no espaço passa a ocupar uma nova posição \mathbf{x} por meio da relação:

$$\mathbf{x} = \varphi(\mathbf{X}, t) \quad (\text{B.1})$$

onde φ é uma função bijetora, de tal modo que φ mapeia \mathbf{X} em \mathbf{x} a cada instante de tempo t e é inversível. No caso geral,

$$\varphi(\mathbf{X}, t) = \mathbf{X} + \mathbf{u}(\mathbf{X}, t) \quad (\text{B.2})$$

onde $\mathbf{u}(\mathbf{X}, t)$ é o vetor que descreve o deslocamento de \mathbf{X} .

Um movimento de corpo rígido é uma deformação que mantém constante as distâncias entre todas as partículas materiais. Esse movimento pode ser uma translação, uma rotação ou uma combinação dessas duas últimas. Uma translação de corpo rígido é uma deformação que apresenta o vetor de deslocamento constante,

$$\varphi(\mathbf{X}, t) = \mathbf{X} + \mathbf{u}(t) \quad (\text{B.3})$$

enquanto uma rotação de corpo rígido é uma deformação que pode ser expressa como:

$$\varphi(\mathbf{X}, t) = \mathbf{Q} + \mathbf{R}(\mathbf{X} - \mathbf{Q}) \quad (\text{B.4})$$

onde \mathbf{R} é um tensor ortogonal (ou seja, $\mathbf{R}^T \mathbf{R} = \mathbf{I}$) de rotação e \mathbf{Q} é o ponto em torno do qual o corpo é rodado. Dessa forma, no caso geral, o movimento é rígido se, e apenas se, puder ser expressado na forma,

Flambagem progressiva e global

$$\begin{aligned}
 \phi(\mathbf{X}, t) &= [\mathbf{n}(\mathbf{Q}, t)] + [\mathbf{Q} + \mathbf{R}(\mathbf{X} - \mathbf{Q})] \\
 &= [\phi(\mathbf{Q}, t) - \mathbf{Q}] + [\mathbf{Q} + \mathbf{R}(\mathbf{X} - \mathbf{Q})] \\
 &= \phi(\mathbf{Q}, t) + \mathbf{R}(\mathbf{X} - \mathbf{Q})
 \end{aligned}
 \tag{B.5}$$

Considere agora dois pontos do corpo, localizados na configuração inicial nas posições \mathbf{X} e $\mathbf{X} + d\mathbf{X}$. Portanto, na configuração corrente, esses pontos são mapeados através da equação (B.1) para, respectivamente, \mathbf{x} e $\mathbf{x} + d\mathbf{x}$, de forma que

$$d\mathbf{x} = \frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \mathbf{x}} d\mathbf{X} \tag{B.6}$$

O tensor

$$\mathbf{F} = \frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \mathbf{x}} \tag{B.7}$$

é chamado de gradiente de deformação, um operador linear que relaciona a fibra infinitesimal $d\mathbf{X}$ na configuração inicial com o seu estado deformado $d\mathbf{x}$:

$$d\mathbf{x} = \mathbf{F} \cdot d\mathbf{X} \tag{B.8}$$

Considere agora um volume infinitesimal dv_0 definido pelos vetores infinitesimais da , db e dc . Assim:

$$dv_0 = (da \times db) \cdot dc \tag{B.9}$$

que na configuração corrente assume a forma

$$dv = (\mathbf{F}da \times \mathbf{F}db) \cdot \mathbf{F}dc \tag{B.10}$$

Porém, para um tensor \mathbf{T} qualquer e um conjunto $\{\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}\}$ de vetores linearmente independentes, temos a seguinte identidade:

$$\det \mathbf{T} = \frac{(\mathbf{T}\mathbf{u} \times \mathbf{T}\mathbf{v}) \cdot \mathbf{T}\mathbf{w}}{(\mathbf{u} \times \mathbf{v}) \cdot \mathbf{w}} \tag{B.11}$$

Assim

$$\det \mathbf{F} = \frac{dv}{dv_0} \tag{B.12}$$

ou seja, o determinante do gradiente de deformação representa o volume na configuração corrente por unidade de volume referencial. Assim, pode-se tirar algumas conclusões a respeito. Caso $\det \mathbf{F} = 0$, o volume infinitesimal terá se transformado em uma partícula material. Porém essa é uma situação fisicamente impossível, já que φ é uma função bijetora. Além disso, na configuração referencial $\mathbf{F} = \mathbf{I}$, de forma que $\det \mathbf{F} = 1$, e portanto uma configuração tal que $\det \mathbf{F} > 0$ não pode ser atingida sem que antes $\det \mathbf{F} = 0$. Logo,

$$\det \mathbf{F} > 0 \tag{B.13}$$

Qualquer deformação pode ser decomposta em uma deformação volumétrica (dilatação ou contração) seguida de uma deformação isocórica (que preserva o volume), ou vice-versa, de forma que o gradiente de deformação pode ser representado através de:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}^{\text{iso}} \mathbf{F}^{\text{v}} = \mathbf{F}^{\text{v}} \mathbf{F}^{\text{iso}} \quad (\text{B.14})$$

De forma semelhante, utilizando o teorema da decomposição polar, qualquer deformação pode ser decomposta em um estiramento seguido de uma rotação de corpo rígido, ou vice-versa, tal que:

$$\mathbf{F} = \mathbf{R} \mathbf{U} = \mathbf{V} \mathbf{R} \quad (\text{B.15})$$

onde, pelo teorema espectral:

$$\mathbf{U} = \sum_{i=1}^3 \lambda_i l_i \otimes l_i, \quad \mathbf{V} = \sum_{i=1}^3 \lambda_i e_i \otimes e_i \quad (\text{B.16})$$

sendo $\{\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3\}$ os autovalores de \mathbf{U} ($\in V$) chamados de alongamentos principais, e os vetores l_i e e_i são autovetores de \mathbf{U} e \mathbf{V} , respectivamente.

A hipótese utilizada em elasto-plasticidade é a de que a deformação pode ser dividida em uma parcela elástica e outra plástica, de tal forma que

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}^{\text{el}} \mathbf{F}^{\text{pl}} \quad (\text{B.17})$$

Utilizando-se a deformação logarítmica ($\epsilon_0 = \ln \lambda$), temos a clássica decomposição da taxa de deformação da teoria da plasticidade:

$$\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}^{\text{el}} + \dot{\epsilon}^{\text{pl}} \quad (\text{B.18})$$

Definição do corpo rígido

O corpo rígido utilizado no programa ABAQUS é constituído de nós, elementos e superfícies, possibilitando simulações envolvendo contato. A posição relativa dos corpos não se deformam, mas podem apresentar movimento segundo a definição clássica de movimento de corpo rígido. Possui a vantagem de ser computacionalmente eficiente, já que o movimento fica totalmente determinado com no máximo seis graus de liberdade aplicado a um nó de referência, além da despreocupação com a distribuição de tensão e movimento de ondas permitir utilizar um incremento de tempo maior.

No modelo estudado, o corpo rígido é utilizado para preservar o movimento da massa de impacto e para simular o comportamento da base de impacto, bem como a interação destes com o perfil de alumínio.

Imperfeição geométrica

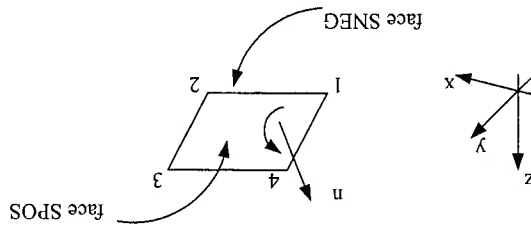
A adição de imperfeições geométricas é realizada em duas etapas. Primeiramente uma análise na estrutura livre de imperfeições é realizada para se obter os modos de vibração. A seguir, introduz-se as imperfeições geométricas através da superposição linear dos modos de vibração obtidos, ou seja:

$$\Delta x_i = \sum_{M=1}^i w_M \phi_M \tag{B.19}$$

onde ϕ_i é o modo de vibração e w_i é o fator de escala associado. Em geral o menor modo apresenta o maior fator, que tipicamente é pequeno em relação à espessura da estrutura. Para se obter a correta correlação é necessário ajustar as magnitudes dos fatores de escala de todos os modos de vibração dominantes, até que se obtenha resultados satisfatórios (obs.: imperfeições pequenas implicarão em deformações pequenas abaixo da carga crítica, causando uma resposta que crescerá rapidamente próxima à carga crítica, mudando essa que, portanto, não será suave).

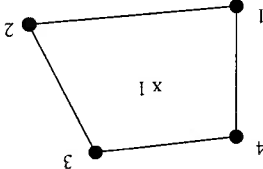
Elemento de casca de propósito geral

A formulação de elementos de casca considera ainda a existência de uma configuração natural, intermediária à configuração corrente e à referencial. Através de um mapeamento adequado é possível tratar elementos curvos (configuração natural) como elementos planos (configuração referencial), através de funções paramétricas de interpolação. O elemento S4R é um elemento de propósito geral que apresenta superfície dupla; uma superfície superior definida na direção positiva da normal e denominada de SPOS e outra inferior chamada de SNEG, dada pela direção negativa da normal (a direção positiva da normal é definida pela regra da mão direita aplicada aos nós, de acordo com a sequência com que eles são declarados) e permite deformação por cisalhamento.



Apresenta 4 nós, sendo que cada nó possui 6 graus de liberdade (3 translações e 3 rotações) e utiliza a teoria de cascas grossas conforme ocorre um aumento na espessura, e passa a se comportar como elemento de cascas finas discretas de Kirchhoff em caso de diminuição da espessura (a deformação de cisalhamento, por consequência, torna-se extremamente pequena). O elemento S4R se vale ainda da teoria de deformação finita de membrana, permitindo alteração de espessura. Ele é, por isso, apropriado para análises com grandes deformações de materiais cujo coeficiente de Poisson seja diferente de zero (em caso de resposta incompressível, $\nu=0.5$, reproduzindo a resposta do material para grandes deformações plásticas).

Integração reduzida



A matriz de rigidez do elemento S4R do ABAQUS é obtida através de integração reduzida (de ordem inferior). A matriz de massa e a matriz de carga-mento distribuído podem ser integradas de forma exata. A integração reduzida, em geral, fornece um resultado mais preciso (pois o elemento não sofre distorção) com a vantagem de que reduz significativamente o tempo de processamento, especialmente em casos 3D. O elemento S4R não sofre ainda o efeito ampuilheta (hourglassing), evitando assim que ocorra o travamento do elemento.

Alteração da espessura

A mudança de espessura é baseada no coeficiente de Poisson. No caso de tensão plana:

(B.20) $\sigma_{33} = 0$

A hipótese de linearidade elástica fornece:

(B.21) $\epsilon_{33} = -\frac{1-\nu}{\nu}(\epsilon_{11} + \epsilon_{22})$

Utilizando deformação logarítmica:

(B.22) $\ln\left(\frac{t}{t_0}\right) = -\frac{1-\nu}{\nu} \ln\left(\frac{l_1}{l_0}\right) + \ln\left(\frac{l_2}{l_0}\right) \left(\right) = -\frac{1-\nu}{\nu} \ln\left(\frac{A_0}{A}\right)$

onde A é a área de referência da superfície do elemento. Essa analogia entre a elasticidade linear e a não linearidade da deformação logarítmica fornece a expressão para a mudança de espessura:

(B.23) $\frac{t}{t_0} = \left(\frac{A_0}{A}\right)^{-\frac{1-\nu}{\nu}}$

Nota-se, portanto, que para $\nu = 0,5$ o material se comporta de forma incompressível, e que para $\nu = 0$ a espessura da seção transversal não se altera.

Não-linearidade

O modelo considera a ocorrência de não-linearidade geométrica, ou seja, os elementos são formulados na configuração corrente utilizando a posição corrente dos nós. Outra não linearidade é causada pelo contato entre as superfícies, onde um algoritmo deve ser utilizado de forma a impedir que uma superfície penetre na outra.

Análise dinâmica explícita

A análise explícita é extremamente eficiente em modelos que possuem tempo de resposta dinâmica relativamente curta, como é o caso do fenômeno de impacto de estrutura, permitindo grandes deformações e rotações através da aplicação de uma teoria consistente de deformação. A integração das equações de movimento é realizada, no caso do programa ABAQUS, utilizando-se a regra da diferença central, cuja implementação numérica é feita da seguinte maneira:

$$(B.24) \quad \mathbf{u}^{(i+\frac{1}{2})} = \mathbf{u}^{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{\mathbf{u}}^{(i)},$$

$$\mathbf{u}^{(i+\frac{1}{2})} + \Delta t^{(i+1)} \dot{\mathbf{u}}^{(i+\frac{1}{2})} = \mathbf{u}^{(i)} + \Delta t^{(i)} \dot{\mathbf{u}}^{(i)},$$

onde \mathbf{u} é o deslocamento, $\dot{\mathbf{u}}$ é a velocidade e $\ddot{\mathbf{u}}$ é a aceleração. O índice (i) se refere ao número do incremento e $(i - \frac{1}{2})$ e $(i + \frac{1}{2})$ são valores intermediários de incremento. Uma integração de tempo com o uso do operador de diferença central é explícita no sentido que as equações de equilíbrio dinâmico são satisfeitas utilizando-se valores conhecidos de $\mathbf{u}^{(i-\frac{1}{2})}$ e de $\mathbf{u}^{(i)}$, obtidos a partir do incremento anterior. Apesar de simples, a eficiência computacional do método, entretanto, só é garantido com o uso da matriz de massa diagonal, pois as acelerações no início do incremento são computadas através de

$$(B.25) \quad \ddot{\mathbf{u}}^{(i)} = (\mathbf{M})^{-1} (\mathbf{F}^{ext(i)} - \mathbf{F}^{int(i)}),$$

onde \mathbf{M} é a matriz de massa, \mathbf{F}^{ext} é o vetor de carregamento aplicado, e \mathbf{F}^{int} é o vetor de força interna. Assim, a matriz de massa concentrada (diagonal) é usada em detrimento da matriz de massa distribuída (consistente) pois sua inversa é simples de se calcular, e porque a multiplicação vetorial da inversa da matriz de massa pelo vetor de forças internas requer somente n operações, onde n é o número de graus de liberdade no modelo. Outra vantagem do procedimento explícito é que ele não requer iterações, e nem o cálculo da matriz de rigidez tangente.

Para efeitos de apresentação de resultados, as velocidades são armazenadas por meio de interpolação da velocidade média:

$$\mathbf{u}^{(i+1)} = \mathbf{u}^{(i+\frac{1}{2})} + \frac{1}{2} \Delta t^{(i+1)} \ddot{\mathbf{u}}^{(i+1)}$$

O operador de diferença central requer que a velocidade média $\mathbf{u}^{(i-\frac{1}{2})}$ seja

definido para que o método incremental possa ter início. Os valores iniciais (no tempo $t = 0$) de velocidade e aceleração são assumidos nulos a menos que eles sejam especificadas pelo usuário. A seguinte condição é utilizada:

$$\mathbf{u}^{(0)} = \mathbf{u}^{(0)} + \frac{1}{2} \Delta t^{(1)} \ddot{\mathbf{u}}^{(0)}$$

que substituída na equação geral da diferença central fornece

$$\mathbf{u}^{(0)} = \mathbf{u}^{(0)} - \frac{1}{2} \Delta t^{(0)} \ddot{\mathbf{u}}^{(0)}$$

Modelo matemático de plasticidade para metais

Para que o escoamento plástico possa ocorrer, é necessário que:

$$\Phi(\boldsymbol{\sigma}, A) = 0 \quad \text{e} \quad \dot{\Phi} > 0, \quad (\text{B.26})$$

onde Φ é a função de escoamento dependente do tensor de tensão, $\boldsymbol{\sigma}$, e dos parâmetros A relacionados com o encruamento do material.

O critério de escoamento utilizado na simulação numérica foi o de von Mises, já que ele se mostra apropriado para descrever escoamento plástico em metais. Esse critério considera que a componente volumétrica do tensor de tensão não provoca escoamento, baseado em constatações experimentais realizado com metais. Nesse critério o escoamento plástico ocorre quando a densidade de energia de distorção atinge um valor crítico em um ponto do material. A razão desse critério ser amplamente utilizado é decorrente do fato de, numericamente, a superfície de escoamento (cilindro circular infinito com o eixo central coincidente com o eixo hidrostático) ser facilmente derivável.

Definido o invariante J_2 , temos:

$$J_2(\mathbf{s}) = \frac{1}{2} \mathbf{s} : \mathbf{s} \quad (\text{B.27})$$

onde \mathbf{s} é o componente desviador do tensor de tensão:

$$\mathbf{s} = \boldsymbol{\sigma} - \frac{1}{3} \text{tr}[\boldsymbol{\sigma}] I. \quad (\text{B.28})$$

No caso do critério de von Mises, a função Φ é definida como:

$$\Phi(\boldsymbol{\sigma}) = \sqrt{J_2(\mathbf{s})} - \tau_y, \quad (\text{B.29})$$

onde τ_y é a tensão cisalhante de escoamento. A tensão τ_y é a tensão de escoamento para um estado de cisalhamento puro. No caso de supormos um estado de tensão uniaxial ($\sigma_1 \neq 0, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$), as tensões de escoamento uniaxial e cisalhante estão relacionadas através de:

$$\sigma_y = \sqrt{3} \tau_y \quad (\text{B.30})$$

de tal forma que a função Φ assume a forma:

$$\Phi(\boldsymbol{\sigma}) = \sqrt{3J_2(\mathbf{s})} - \sigma_y, \quad (\text{B.31})$$

Hardware

Processor	Alpha 21264A (EV67) 667MHz CPU
Memory	256MB DIMM
Cache Memory	64KB data cache, 64KB instruction cache and 4MB Level 2 cache
Storage Controller	Onboard Wide UltraSCSI adapter
SCSI Disk Drives	18.2GB Ultra2 LVD Wide SCSI 7200 rpm

Flamabagem progressiva e global

Precisão numérica

O programa ABAQUS permite realizar os cálculos utilizando precisão dupla, ou seja, realizar os cálculos com 64 bits ao invés de 32 bits, desde que para isso o computador possua endereçamento de 64 bits, como é o caso da estação de trabalho utilizada na realização das simulações dessa dissertação.

Arquivos .inp

O pré-processador da versão 6.2-1 para o sistema operacional UNIX não possui o aplicativo CAE (computer aided engineering) para gerar o modelo. Dessa forma todas as simulações foram realizadas através do uso de arquivos de texto com extensão .inp. A vantagem desse procedimento é utilizar variáveis para os parâmetros geométricos, facilitando a modificação de G , V_0 , e L . Os comandos utilizados nas simulações estão listados na sequência.

-Comandos utilizados para as simulações dinâmicas:

```
*PARAMETER
*NODE
*NGEN, NSET=
*NFIL, NSET=
*NSET, NSET=
*ELEMENT, TYPE=, ELSET=
*ELGEN, ELSET=
*MATERIAL, NAME=
*ELASTIC
*PLASTIC, HARDENING=
*DENSITY
*SHELL SECTION, ELSET=, MATERIAL=
*RIGID BODY, ELSET=, REF NODE=
*MASS, ELSET=
*BOUNDARY
*INITIAL CONDITIONS, TYPE=VELOCITY
*IMPERFECTION
*SURFACE, TYPE=, NAME=
*STEP
*DYNAMIC, EXPLICIT
*CONTACT PAIR, INTERACTION=
*SURFACE INTERACTION, NAME=
*LOAD
*DIAGNOSTICS
*OUTPUT, FIELD, VARIABLE=
*OUTPUT, HISTORY, VARIABLE=
*END STEP
```

- Comandos utilizados para cálculo dos modos de flambagem.

```
*STEP
*BUCKLE, EIGENSOLVER=
*LOAD
*NODE FILE
*OUTPUT, FIELD, VARIABLE=
*END STEP
```

- Comandos utilizados para dobramento do perfil:

```
*SURFACE, NAME=
*CONTACT PAIR, INTERACTION=
*SURFACE INTERACTION, NAME=
*FRICTION
*BOUNDARY
*AMPLITUDE, DEFINITION=SMOOTH STEP, NAME=
*STEP, INC= , NLGEOM=YES
*STATIC
*BOUNDARY, TYPE=VELOCITY, OP=NEW
*END STEP
```

- Comandos utilizados para dar continuidade a uma simulação interrompida

```
*RESTART, READ, STEP=1
*STEP
*END STEP
```

Obtenção das imperfeições geométricas

Para se obter as imperfeições geométricas realizou-se um procedimento de adimensionalização da posição dos nós de todos os tubos sujeitos à análise de fambagem (de forma que a posição vertical dos nós das extremidades dos tubos assumissem a posição $+1$ e -1), mantendo a normalização do máximo deslocamento como tendo valor unitário. Um tratamento estatístico foi realizado nos modos de fambagem dos tubos adimensionalizados, obtendo-se para cada coluna vertical de nós na malha original (total de 20 colunas) um polinômio de terceira ordem ajustado para cada uma das 3 direções do eixo de coordenadas cartesianas indicadas na figura 6.1. Esses polinômios descrevem a imperfeição em cada uma das três direções em função da posição k parametrizada na direção 3, ou seja $-1 \leq k \leq 1$.

A imperfeição geométrica total para cada coluna foi portanto obtido através da superposição de i polinômios, multiplicados cada qual pelo fator de escala w_i associado com o i -ésimo modo de fambagem, conforme relação a seguir:

$$w_{1x} = w_{1y} = w_{2x} = w_{2y} = \frac{6000000}{L}$$

$$w_{1z} = w_{2z} = \frac{60000000}{L}$$

Imperfeição na direção 1:

$$\Delta x_1 = w_{1x} \cdot (-0.2801 \times k^3 + 0.0006 \times k^2 + 0.7754 \times k + 0.4993)$$

$$\Delta x_2 = 0$$

$$\Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2$$

Imperfeição na direção 2:

$$\Delta y_1 = 0$$

$$\Delta y_2 = w_{2y} \cdot (-0.2801 \times k^3 + 0.0006 \times k^2 + 0.7754 \times k + 0.4993)$$

$$\Delta y = \Delta y_1 + \Delta y_2$$

Imperfeição na direção 3:

Coluna	Polinômio Interpolador
1	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
2	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
3	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
4	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
5	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
6	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
7	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
8	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
9	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
10	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$
11	$\Delta z = w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)$

$$\begin{aligned}
12 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-5^{-5} * k^3 - 0,0287 * k^2 + 7^{-5} * k + 0,0274) \\
13 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-2^{-5} * k^3 - 0,0078 * k^2 + 2^{-5} * k + 0,0074) \\
14 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-2^{-5} * k^3 - 0,0078 * k^2 + 2^{-5} * k + 0,0074) \\
15 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-5^{-5} * k^3 - 0,0287 * k^2 + 7^{-5} * k + 0,0274) \\
16 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) \\
17 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-5^{-5} * k^3 - 0,0287 * k^2 + 7^{-5} * k + 0,0274) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) \\
18 \quad \Delta z &= -w_{1z} \cdot (-2^{-5} * k^3 - 0,0078 * k^2 + 2^{-5} * k + 0,0074) + \\
&\quad -w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) \\
19 \quad \Delta z &= w_{1z} \cdot (-2^{-5} * k^3 - 0,0078 * k^2 + 2^{-5} * k + 0,0074) + \\
&\quad w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527) \\
20 \quad \Delta z &= w_{1z} \cdot (-5^{-5} * k^3 - 0,0287 * k^2 + 7^{-5} * k + 0,0274) + \\
&\quad w_{2z} \cdot (-0,0002 * k^3 - 0,0553 * k^2 + 0,0002 * k + 0,0527)
\end{aligned}$$

C Teoria

Continuidade cinemática

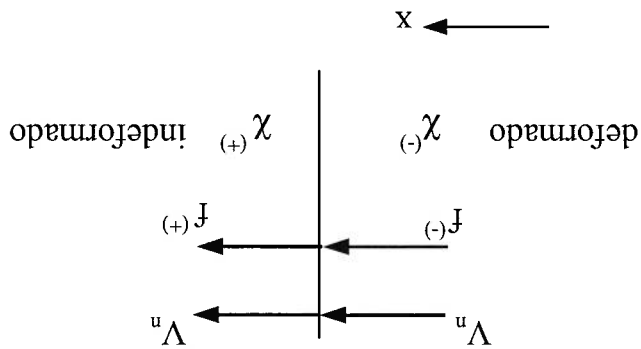


Figura C.1: Continuidade cinemática.

Reescrevendo a equação de continuidade temos:

$$(C.1) \quad [f] = f^+ - f^- = 0$$

Derivando em relação ao tempo:

$$(C.2) \quad \frac{\partial [f]}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial t} \cdot \frac{\partial [f]}{\partial x} = 0$$

$$(C.3) \quad \frac{\partial [f]}{\partial t} + V_n \cdot \frac{\partial [f]}{\partial x} = 0$$

Cálculos das integrais

$$I_1 \psi_0 = \frac{\pi}{4} = \frac{\pi}{4} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\sin \left(\frac{\pi}{4} \right) \sin \left(\frac{\pi}{4} \right) \right) d\alpha = \frac{\pi}{4} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha$$

$$= \frac{\pi}{4} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha = \frac{\pi}{4} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha$$

$$= \frac{\pi}{4} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha = \frac{\pi}{4} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha$$

$$= 2 \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha = 2 \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha$$

$$= \frac{\pi}{2} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha = \frac{\pi}{2} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha$$

$$= \sqrt{2} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha = \sqrt{2} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} \cos \alpha \left(\frac{\pi}{4} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) d\alpha$$

$$= \sqrt{2} (1 - 0.2745) = 1.026$$

(C.4)

Geometria do elemento de colapso

$$I_3(\psi_0 = \frac{\pi}{4}) = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{4}} \frac{\tan(\frac{\pi}{4})}{1 \cos \alpha} \sin \gamma d\alpha = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{4}} \frac{\tan(\frac{\pi}{4})}{1 \cos \alpha} \sin [\arctan(\frac{1}{\sin \alpha})] d\alpha = 1.148 \quad (C.5)$$

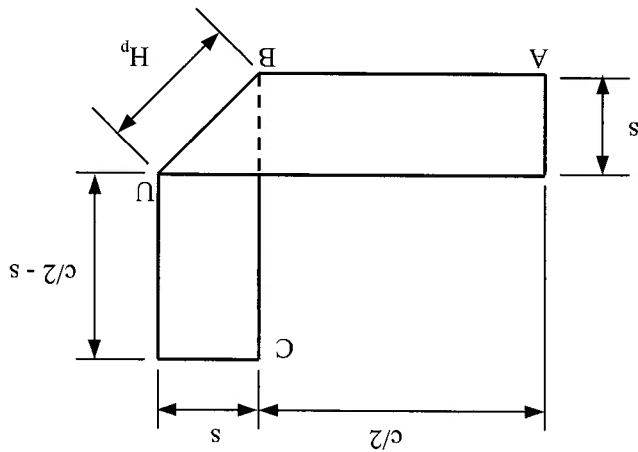


Figura C.2: Vista superior do elemento de colapso, plano ABC da figura 7.4(a).

Para deduzir as equações (7.8) deve-se lembrar que, como já citado no texto, as deformações estão concentradas apenas nas regiões onde se formam as rótulas. Fora dessas regiões o material é considerado inextensível, garantindo que a largura total dos segmentos $AB + BC$ seja sempre constante (C). Assim a geometria do elemento durante a deformação pode ser representado conforme a figura C.2.

Portanto:

$$\tan \gamma = \frac{S}{H} \quad (C.6)$$

Usando a equação (7.7), obtêm-se a primeira relação de (7.8). Observando as figuras 7.4(a) e C.2 notamos que

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) = \frac{H - \frac{H_p}{2}}{H \cos \alpha} = \frac{H_p}{S\sqrt{2}} \quad (C.7)$$

onde δ é dado pela equação (7.6), e H_p é a projeção de H no plano ABC . Reescrevendo, com o uso da equação (7.7), obtemos:

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) = \frac{\sqrt{2} \tan \alpha}{1} \quad (C.8)$$

Mas da trigonometria,

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) = \frac{1}{\tan \beta} \quad (C.9)$$

de forma que a segunda relação de (7.8) fica comprovada.

Flambagem progressiva e global

D Trabalhos Publicados

-Buckling transition of axially impacted open shells [93]

S. Teramoto and M. Alves, Proceedings of 8-th International Symposium on Plasticity and Impact Mechanics – Implast 2003

-Dynamic plastic buckling of open shells [94]

S. Teramoto and M. Alves, Proceedings of 17-th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2003



Bibliografía

- [1] A. Ezra and R. Fay. An assessment of energy absorbing devices for prospective use in aircraft impact situations. In G. Herrmann and N. Perrone, editors, *Dynamic Response of Structures*. Pergamon Press, 1972.
- [2] P.H. Thornton and C.L. Magee. The interplay of geometric and material variables in energy absorption. *J. Engng. Mat. Tech., Trans. ASME*, 99:114–120, 1977.
- [3] A.A.A. Alghamdi. Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-Walled Structures*, 39:189–213, 2001.
- [4] H.E. Postlethwaite and B. Mills. Use of collapsible structural elements as impact isolators, with special reference to automotive applications. *J. Strain Analysis*, 5(1):58–73, 1970.
- [5] W.J. Stronge, T.X. Yu, and W. Johnson. Long stroke energy dissipation in splitting tubes. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 25(9–10):637–647, 1983.
- [6] J.R.L. Mariolani, A.C.F. Arruda, P.S.P. Santos, J.C. Mazarin, and J.C. Stelute. Design and test of an articulated rear guard able to prevent car under-ride. In *VI International Mobility Technology Conference and Exhibit*, pages 27–29. SAE Paper 973106, 1997.
- [7] D. Karagiozova and Marcilio Alves. Stress wave propagation phenomenon in circular cylindrical shells subjected to axial impact. In *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG*, 2001.
- [8] W. Johnson. *Impact Strength of Materials*. Edward Arnold, London, 1972.
- [9] J.A. Zukas. *Impact Dynamics*. Wiley, New York, 1982.
- [10] D. Karagiozova, M. Alves, and N. Jones. Inertia effects in axisymmetrically deformed cylindrical shells under axial impact. *Inter. J. of Impact Eng.*, 24:1083–1115, 2000.
- [11] J. Yu and N. Jones. Further experimental investigation on the failure of clamped beams under impact loads. *Inter. J. of Solids and Structures*, 27(9):1113–1137, 1991.

- [12] F. Gallina, R. Birch, and M. Alves. Design of a Hopkinson bar for dynamic material characterisation. In *Proceedings of 17-th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2003*. Paper ID 1588, 2003.
- [13] C. Chree. The equations of an isotropic elastic solid in polar and cylindrical coordinates, their solutions and applications. *Cambridge Phil. Soc. Trans.*, 14:250, 1889.
- [14] L. Pochhammer. On the propagation velocities of small oscillations in an unlimited isotropic circular cylinder. *J. Reine Angewandte Math.*, 81:324, 1876.
- [15] O. S. Lee and M. S. Kimb. Dynamic material property characterization by using split Hopkinson pressure bar (SHPB) technique. *Nuclear Engineering and Design*, 226:119–125, 2003.
- [16] B. Hopkinson. A method of measuring the pressure produced in the detonation of explosives or by the impact of bullets. *Phil. Trans. A.*, 213:437, 1941.
- [17] JJ Carruthers, AP Kettle, and AM Robinson. Energy absorption capability and crashworthiness of composite material structures: A review. *Appl Mech Rev*, 51(10):635–649, 1998.
- [18] A.G. Hanssen, O.S. Hopperstad, M. Langseth, and H. Ilstad. Validation of constitutive models applicable to aluminium foams. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 44:359–406, 2002.
- [19] A.N. Kounadis and X.A. Lignos. Buckling of tube-like shells filled with other material under uniform axial compression. *Engineering Structures*, 22:961–967, 2000.
- [20] D. Mohr and T. Wierzbicki. Crushing of soft-core sandwich profiles: experiments and analysis. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 45:253–271, 2003.
- [21] J. Bouchet, E. Jacquelin, and P. Hamelin. Static and dynamic behavior of combined composite aluminium tube for automotive applications. *Composites Science and Technology*, 60:1891–1900, 2000.
- [22] E. Haug and A. de Rouvray. Crash response of composite structures. In N. Jones and T. Wierzbicki, editors, *Structural Crashworthiness and Failure*, pages 237–294. Elsevier Science Publisher, Ltd., Barking, Essex, 1993.
- [23] W. Johnson. The elements of crashworthiness: scope and actuality. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 204:255–273, 1990.
- [24] I. Planath, H. Norin, and S. Nilsson. Severe frontal collisions with partial overlap—Significance, test methods and car design. In *International Congress and Exposition*, pages 15–21. SAE Technical Paper Series, 1993.

- [25] A. Paluszny. State-of-the-art review of automobile structural crashworthiness. Technical report, American Iron and Steel Institute, 1992.
- [26] T.Y. Reddy and S.T.S. Al-Hassani. Axial crushing of wood-filled square metal tubes. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 35:231–246, 1993.
- [27] S.R. Reid. Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 35(12):1035–1052, 1993.
- [28] N. K. Gupta. Some aspects of axial collapse of cylindrical thin-walled tubes. *Thin-Walled Structures*, 32:111–126, 1998.
- [29] T. Wierzbicki and N. Jones. *Structural Failure*. John Wiley and Son Inc., 1989.
- [30] A. Pugsley and M. Macaulay. The large-scale crumpling of thin cylindrical columns. *Q. J. of Mechanics and Applied Mathematics*, 13:1–9, 1960.
- [31] J.M. Alexander. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial load. *Q. J. of Mechanics and Applied Mathematics*, 13:10–15, 1960.
- [32] N. Jones. *Structural Impact*. Cambridge University Press, Cambridge, 1997.
- [33] P.H. Thornton, H.F. Mahmood, and G.L. Magee. Energy absorption by structural collapse. In N. Jones and T. Wierzbicki, editors, *Structural Crashworthiness*, pages 96–117. Butterworths, 1983.
- [34] M. Langseth and O.S. Hopperstad. Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions. *Inter. J. of Impact Eng.*, 18(7–8):949–968, 1996.
- [35] M. D. White, N. Jones, and W. Abramowicz. A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 41:209–233, 1999.
- [36] M. D. White and N. Jones. Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 41:179–208, 1999.
- [37] M. D. White and N. Jones. Experimental study into the energy absorbing characteristics of top-hat and double-hat sections subjected to dynamic axial crushing. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 213(part D):259–278, 1999.
- [38] M. D. White and N. Jones. A theoretical analysis for the dynamic axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 213(part D):307–325, 1999.
- [39] K.R.F. Andrews, G.L. England, and E. Ghani. Classification of the axial collapse of circular tubes under quasi-static loading. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 25:687–696, 1983.

- [40] E. Ghani. Static and dynamic collapse behaviour of cylindrical tubes and tubes assemblies. *PhD Thesis, University of London*, 1996.
- [41] N. Jones. Recent studies on the dynamic plastic behaviour of structures. *Applied Mechanics Review*, 42:95–115, 1989.
- [42] D. Karagiozova and N. Jones. Influence of stress waves on the dynamic progressive and dynamic plastic buckling of cylindrical shells. *Inter. J. of Solids and Structures*, 38:6723–6749, 2001.
- [43] W. Abramowicz and N. Jones. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. *Inter. J. of Impact Eng.*, 4:243–270, 1986.
- [44] R.J. Hayduk and T. Wierzbicki. Extensional collapse modes of structural members. *Computer & Structures*, 18:447–458, 1984.
- [45] H.E. Lindberg and A.L. Florence. *Dynamic Pulse Buckling: Theory and Experiment*. Martinus Nijhoff, Norwell MA, 1987.
- [46] A.A. Singace, H. Elsobky, and T.Y. Reddy. On the eccentricity factor in the progressive crushing of tubes. *Inter. J. of Solids and Structures*, 32(24):3589–3602, 1995.
- [47] A. A. Singace and H. El-Sobky. Axial crushing analysis of tubes deforming in the multi-lobe mode. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 41:865–890, 1999.
- [48] K. Murase and N. Jones. The variation of modes in the dynamic axial plastic buckling of circular tubes. In N.K. Gupta, editor, *Plasticity and Impact Mechanics*, pages 222–237. Wiley Eastern Ltd., New Dehli, 1993.
- [49] A. A. Singace and H. El-Sobky. Influence of end radial constraints on the mode of collapse of axially crushed tubes. In Allison, editor, *Experimental Mechanics*, pages 333–339. Balkema, Rotterdam, 1998.
- [50] D. Karagiozova and N. Jones. Multi-degrees of freedom model for dynamic buckling of an elastic-plastic structure. *Inter. J. of Solids and Structures*, 33(23):3377–3398, 1996.
- [51] D. Karagiozova and N. Jones. Dynamic buckling of a simple elastic-plastic model under pulse loading. *Inter. J. of Non-Linear Mechanics*, 27(6):981–1005, 1992.
- [52] D. Karagiozova and N. Jones. Dynamic elastic-plastic buckling phenomena in a rod due to axial impact. *Inter. J. of Impact Eng.*, 18(7–8):919–947, 1996.
- [53] D. Karagiozova, Marcilio Alves, and Norman Jones. Inertia effects on buckling transition of shells subjected to axial impact. In *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG*, 2001.

- [54] N. Jones D. Karagiozova. Stress wave effects on the dynamic axial buckling of cylindrical shells under impact. In N. Jones, C. A. Brebbia, and A. M. Rajendran, editors, *Structures Under Shock and Impact V*, pages 201–210. W.I.T. Press, 1998.
- [55] L.H.N. Lee. Flexural waves in rods within an axial compressive wave. *Wave Motion*, 3:243–255, 1981.
- [56] W. Abramowicz and Norman Jones. Dynamic axial crushing of square tubes. *Inter. J. of Impact Eng.*, 2(2):179–208, 1984.
- [57] Marcilio Alves and Giancarlo B. Micheli. Flambagem visco-plástica de tubos sob impacto. In *Associação Brasileira de Engenharia Automotiva, São Paulo, Novembro*, 2000.
- [58] Marcilio Alves and D. Karagiozova. Influence of the axial impact velocity on the buckling behaviour of circular cylindrical shells. In *9th National Conference on Theoretical and Applied Mechanics, Varna, Bulgaria*, 2001.
- [59] A. Reyes, M. Langseth, and O.S. Hopperstad. Crash behavior of obliquely loaded aluminum extrusions. In N. Jones, C. A. Brebbia, and A. M. Rajendran, editors, *Structures Under Shock and Impact VII*, pages 249–257. W.I.T. Press, 2001.
- [60] Marcilio Alves and D. Karagiozova. Dynamic global and progressive buckling of circular shells under impact loads. In *Ninth International Symposium on Plasticity*, 2002.
- [61] N. Jones. Some comments on several phenomena in structural impact. In R.C. Batra, A.K. Mal, and G.P. MacSithigh, editors, *Impact, Waves and Fracture*, pages 153–167. AMD-Vol. 205, ASME, 1995.
- [62] W. Abramowicz and N. Jones. Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically. *Inter. J. of Impact Eng.*, 19:415–437, 1997.
- [63] Marcilio Alves, Giancarlo B. Micheli, and D. Karagiozova. Some experimental findings on the plastic buckling of shells under axial impact loads. In *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG*, 2001.
- [64] D. Karagiozova and Marcilio Alves. Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under impact - Part I: Experimental and numerical observations. *Inter. J. of Solids and Structures*, 41:1565–1580, 2003.
- [65] D. Karagiozova and Marcilio Alves. Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under impact - Part II: Theoretical analysis. *Inter. J. of Solids and Structures*, 41:1581–1604, 2003.
- [66] S. Li and S.R. Reid. The plastic buckling of axially compressed square tubes. *Journal of Applied Mechanics*, 59:276–282, 1992.

- [67] I.J. McGreor, D.J. Meadows, C.E. Scott, and A.D. Seeds. Impact performance of aluminium structures. In N. Jones and T. Wierzbicki, editors, *Structural Crashworthiness and Failure*, pages 385–421. Elsevier Science Publishers, Barking, Essex, 1993.
- [68] M. Alves and N. Jones. Impact failure of beams using damage mechanics: Part II – application. *Inter. J. of Impact Eng.*, 27:863–890, 2002.
- [69] E.A. de Souza Neto, D. Perić, and D.R.J. Owen. *Computational Plasticity*. (to be published).
- [70] Odd S. Hopperstad, Magnus Langseth, and Tore Tryland. Ultimate strength of aluminium alloy outstands in compression: experiments and simplified analysis. *Thin-Walled Structures*, 34:279–294, 1999.
- [71] M. Alves and R.S. Birch. Design of a structural impact rig. In *Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Aguas de Lindóia, SP*, 1999.
- [72] Isaac Elshakoff. Uncertain buckling: its past, present and future. *Inter. J. of Solids and Structures*, 37:6869–6889, 2000.
- [73] V. Tvergaard and A. Needleman. On the localization of buckling patterns. *Journal of Applied Mechanics*, 47:613–619, 1980.
- [74] C.A. Schenk and G.I. Schueller. Buckling analysis of cylindrical shells with random geometric imperfections. *Inter. J. of Non-Linear Mechanics*, 38:1119–1132, 2003.
- [75] J.G. Teng, M.J. Yao, and Y. Zhao. Distortional buckling of channel beam-columns. *Thin-Walled Structures*, 41:595–617, 2003.
- [76] O. Jensen, M. Langseth, and O. S. Hopperstad. Transition between progressive and global buckling of aluminium extrusions. In N. Jones, C. A. Brebbia, and A. M. Rajendran, editors, *Structures Under Shock and Impact VII*, pages 269–277. W.I.T. Press, 2001.
- [77] J. Shaw and K. Watanabe. Steel strength and processing effects on impact deformation for a crash energy management component. *SAE*, 2001(01):1053, 2001.
- [78] M. Feng, Y.C. Wang, and J.M. Davies. Structural behaviour of cold-formed thin-walled short steel channel columns at elevated temperatures. part 2: Design calculations and numerical analysis. *Thin-Walled Structures*, 41:571–594, 2002.
- [79] X.Y. Su, T.X. Yu, and S.R. Reid. Inertia-sensitive impact energy-absorbing structures part I: effects of inertia and elasticity. *Inter. J. of Impact Eng.*, 4:651–672, 1995.

- [80] X.Y. Su, T.X. Yu, and S.R. Reid. Inertia-sensitive impact energy-absorbing structures part II: effect of strain rate. *Inter. J. of Impact Eng.*, 4:673-689, 1995.
- [81] T. Wierzbicki and W. Abramowicz. On the crushing mechanics of thin-walled structures. *Journal of Applied Mechanics*, 50:727-734, 1983.
- [82] C.R. Calladine and R.W. English. Strain-rate and inertia effects in the collapse of two types of energy-absorbing structure. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 26:689-701, 1984.
- [83] T.G. Zhang and T.X. Yu. A note on a "velocity sensitive" energy-absorbing structure. *Inter. J. of Impact Eng.*, 8:43-51, 1989.
- [84] T. Wierzbicki and W. Abramowicz. Axial crushing of multicornersheet metal columns. *Journal of Applied Mechanics*, 56:113-120, 1989.
- [85] A. Reyes, M. Langseth, and O.S. Hopperstad. Square aluminum tubes subjected to oblique loading. *Inter. J. of Impact Eng.*, 28:1077-1106, 2003.
- [86] J.C. Brown and G.H. Tidbury. An investigation of the collapse of thin-walled rectangular beams in biaxial bending. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 25(9-10):733-746, 1983.
- [87] Dusan Kecman. Bending collapse of rectangular and square section tubes. *Inter. J. of Mechanical Sci.*, 25(9-10):623-636, 1983.
- [88] Xiaoping Teng and Tomasz Wierzbicki. Crush response of an inclined beam-column. *Thin-Walled Structures*, 41:1129-1158, 2003.
- [89] J. Rezaeepazhand, G.J. Smitses, and J.H. Starnes Jr. Scale models for laminated cylindrical shells subjected to axial compression. *Composites Structures*, 34:371-379, 1996.
- [90] P. Drazetic, Y. Ravalar, F. Dacheux, and B. Marguet. Applying non-direct simultitude technique to the dynamic bending collapse of rectangular section tubes. *Inter. J. of Impact Eng.*, 15(6):797-814, 1994.
- [91] R.E. Oshiro. Leis de similaridade aplicadas a estruturas sob impacto. *Master Theses, Universidade de São Paulo*, 2004.
- [92] *ABAQUS/Theory User's Manual (Version 6.2)*. Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., 2002.
- [93] S. Teramoto and M. Alves. Buckling transition of axially impacted open shells. In N.K.Gupta, editor, *Proceedings of 8-th International Symposium on Plasticity and Impact Mechanics - Implast 2003*, pages 126-133. Phoenix Publishing House PVT LTD, 2003.
- [94] S. Teramoto and M. Alves. Dynamic plastic buckling of open shells. In *Proceedings of 17-th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2003*. Paper ID 1892, 2003.

Docup
CPG
01/05/05
BC